

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«Харківський політехнічний інститут»

КАЛЬЧЕНКО Борис Іванович
КОЖУШКО Андрій Павлович

РЕБРОВ Олексій Юрійович
МАМОНТОВ Анатолій Геннадійович

ПЛАВНІСТЬ РУХУ ЯК СКЛАДОВА ДИНАМІКИ ТРАКТОРА

Монографія

Харків
ФОП Панов А.М.
2018

УДК 629.114.2.073.286

П 37

Публікується за рішенням Вченої ради Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», протокол № 8 від 2 листопада 2018 р.

Р е ц е н з е н т и :

Д.М. Клец, д-р техн. наук, професор, проректор з науково-педагогічної роботи, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

В.Г. Кухтов, д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри міцності та надійності машин імені В.Я. Аніловича, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

О.Л. Григор'єв, д-р техн. наук, професор, професор кафедри вищої математики, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

Кальченко Б.І.

П 37 Плавність руху як складова динаміки трактора : монографія / Б.І. Кальченко, О.Ю. Ребров, А.П. Кожушко, А.Г. Мамонтов. – Харків: ФОП Панов А.М., 2018. – 164 с. : іл. – На укр. мові.

ISBN 978-617-7722-35-8

Представлені матеріали висвітлюють основні напрацювання науковців кафедри автомобіле- та тракторобудування НТУ «ХПІ» при дослідженні коливальних механічних систем для забезпеченні плавності руху колісного трактору типу ХТЗ-150К.

Монографія призначена для інженерно-технічних працівників в галузі транспортного машинобудування, може бути корисною для магістрантів, аспірантів і докторантів транспортного та сільськогосподарського профілю.

Іл. 53. Табл. 8. Бібліогр. найм. 70

УДК 629.114.2.073.286

ISBN 978-617-7722-35-8

© Кальченко Б.І.; Ребров О.Ю.;
Кожушко А.П.; Мамонтов А.Г., 2018
© ФОП Панов А.М., 2018

ЗМІСТ

Вступ	5
РОЗДІЛ 1. МЕТОДОЛОГІЧНІ ОСНОВИ СТВОРЕННЯ СІМЕЙСТВА ТРАКТОРІВ ЗАГАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ	6
РОЗДІЛ 2. ПОКАЗНИКИ ТРАКТОРНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ШИН	15
2.1 Інноваційні технології і показники тракторних сільськогосподарських шин категорій	15
2.2 Показники тракторних шин, у тому числі категорій IF і VF	20
2.3 Показники жорсткості тракторних шин	32
РОЗДІЛ 3. ПЛАВНІСТЬ РУХУ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА НА ОСНОВІ РІВНЯННЯ ЛАГРАНЖУ	34
3.1 Коливальна схема трактора ХТЗ-150К	34
3.2 Дослідження деформації підвіски і шин	46
3.3 Моделювання мікропрофілю дорожньої поверхні	54
3.4 Оцінка плавності руху колісного трактора	59
РОЗДІЛ 4. ПЛАВНІСТЬ РУХУ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ ЗА ПРИНЦИПОМ ДАЛАМБЕРА	62
4.1 Обґрунтування та опис розрахункової моделі вертикальних та поздовжньо-кутових коливань машино-тракторного агрегату	62
4.2 Математична модель коливань машино-тракторного агрегату	63
4.3 Визначення зв'язку координат переміщення мас машино-тракторного агрегату та деформації пружних елементів	80
РОЗДІЛ 5. ПІДРЕСОРЮВАННЯ ТРАКТОРНОГО СИДІННЯ	95
5.1 Порівняльна оцінка різноманітних конструкцій підвісок тракторних сидінь	95
5.2 До методики випробувань сільськогосподарських тракторів по оцінці рівня низькочастотних вібрацій на сидінні оператора-водія	99

5.3 Вибір жорсткостей опор агрегатів трактора	106
5.4 Перспективи підвищення ефективності підресорювання тракторних сидінь	109
РОЗДІЛ 6. ЗАВАНТАЖЕНІСТЬ ТРАНСМІСІЇ	116
6.1 Підхід до визначення завантаженості трансмісії колісного трактора при впливі нерівностей поверхні	116
6.2 Вплив плавності ходу колісних тракторів на завантаженість трансмісії	122
РОЗДІЛ 7. КЕРОВАНІСТЬ ТА СТІЙКІСТЬ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА	129
7.1 Дослідження керованості та стійкості руху трактора ХТЗ-150К	129
7.2 Розвиток математичної моделі криволінійного руху	135
7.3 Комплексна оцінка динамічної стійкості та плавності руху колісних тракторів	145
Список літератури	156

ВСТУП

Плавністю руху називають властивість тягової або транспортної (в залежності від виконання конкретної роботи) машини знижувати динамічний вплив на оператора-водія, пасажирів, вантаж, що перевозиться, а також на елементи конструкції машини, які виникають при русі по нерівностям дороги.

Комфортабельність їзди і збереження вантажу визначаються здатністю машини рухатися в заданому інтервалі швидкостей без перевищення встановлених норм вібронавантаження оператора-водія, пасажирів, вантажів, елементів шасі і кузова. Норми вібронавантаження встановлюються такими, щоб на дорогах, для яких призначена машина, в діапазоні експлуатаційних швидкостей вібрація водія і пасажирів не викликали у них неприємних відчуттів і швидкої втомлюваності, а вібрації вантажів, елементів шасі і кузова – їх пошкоджень.

Основними джерелами виникнення вимушених коливань є взаємодія коліс з нерівностями дороги; геометрична і силова неоднорідність шин; нерівномірність обертання коліс.

Сумуючи вище сказане, з впевненістю можна стверджувати щодо актуальності дослідження плавності руху, як транспортного засобу, так і тягової машини – трактор.

Існує ціла низька наукових робіт, присвячених питанню дослідження плавності руху колісних тракторів. Серед них є відомі праці таких науковців, як: В.Я. Анілович, А.Д. Артюшенко, І.Б. Барський, П.П. Гамаюнов, Д.С. Гапич, В.П. Гуськов, А.Г. Жутов, В.А. Кравченко, І.П. Ксеневич, Н.Г. Кузнецов, О.И. Поліваєв, В.Л. Строков, В.П. Коцарь, Ю.А. Харитончик.

Основна мета даного видання це надати основну викладку науково-технічних робіт співробітників кафедри автомобіле- та тракторобудування Національного технічного університету «Харківського політехнічного інституту».

Монографія «Плавність руху як складова динаміки трактора» складається з наукових робіт авторів: д.т.н., проф. Кальченко Б.І.; к.т.н., доц. Ребров О.Ю.; к.т.н., доц. Кожушко А.П.; ст. викл. Мамонтов А.Г.

РОЗДІЛ 1. МЕТОДОЛОГІЧНІ ОСНОВИ СТВОРЕННЯ СІ- МЕЙСТВА ТРАКТОРІВ ЗАГАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Тракторобудування – це одна з галузей господарства, яка надає економічного розвитку та продовольчої незалежності держави. В розрізі України необхідно відмітити, що вона завжди вважалась аграрною державою, адже має усі передумови до розвитку тракторобудування.

Сьогодні питання створення нових енергонасичених та технічно розвинених тракторів – актуальне, адже потребує кропіткої та посиленої роботи, як науковців, так і конструкторів, щоб наблизитись до західно-європейських колег.

У своїй основі робота базується на теоретичних дослідженнях ряду вітчизняних і зарубіжних вчених з теорії та конструювання машинно-тракторних агрегатів в частині оптимізації параметрів їх динамічних і ергономічних характеристик, поліпшення тягово-зчіпних властивостей і забезпечення вимог по екології: Є.Є. Александров, М.В. Бойкова, Н.Ф. Бочарова, В.В. Гуськова, М.Г. Беккера, А.І. Гришкевича, Дж. Вонга, С.С. Дмитриченко, І.П. Ксєневича, В.В. Кацыгіна, В.І. Клименко, М.М. Коде-нко, Г.М. Кутькова, Л.В. Крайник, А.Т. Лебедев, В.Т. Надикто, М.Д. Метлюка, М.А. Подригало, В.Ф. Платонова, В.Б. Самородов, В.П. Сахно, В.Л. Строкова, М.С. Рунчева, та інші [2 – 6].

Сьогодні на теренах України існує декілька підприємств, які займаються випуском нової тракторної техніки. Особливої уваги необхідно приділити українському гіганту тракторобудування – це АТ «Харківський тракторний завод», який уособлює в собі плацдарм для створення нової тракторної техніки.

Протягом багатьох десятиліть основу машинно-тракторного парку підприємств сільського господарства становили енергонасичені трактори виробництва ХТЗ. Харківський тракторний завод був і залишається єдиним підприємством на пострадянському просторі, який випускає одночасно колісну і гусеничну техніку.

В останні роки на підприємство були залучені інвестиції, які дозволили провести цілий комплекс робіт з поліпшення технологічних процесів, створити нові продукти, модернізувати існуючу лінійку тракторів і

провести часткову реструктуризацію підприємства.

В нинішніх реаліях АТ «ХТЗ» випускає такі трактори (рис. 1.1), як ХТЗ-150К-09.172.01; ХТЗ-242К.20; ХТЗ-242К.21

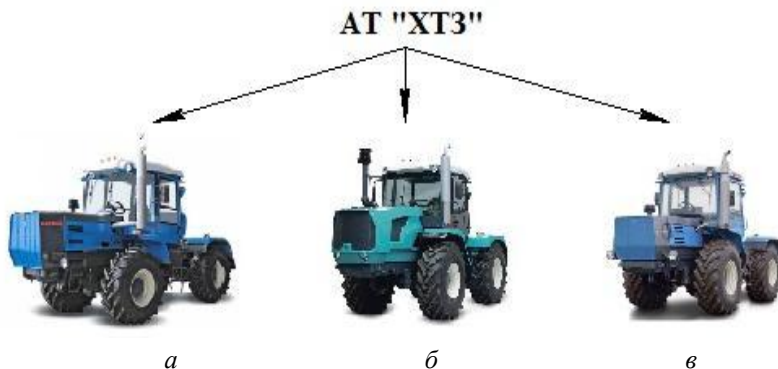


Рисунок 1.1 – Виробництво колісних тракторів АТ «ХТЗ»:
а – ХТЗ-150К-09.172.01; *б* – ХТЗ-242К.20; *в* – ХТЗ – 242К.21

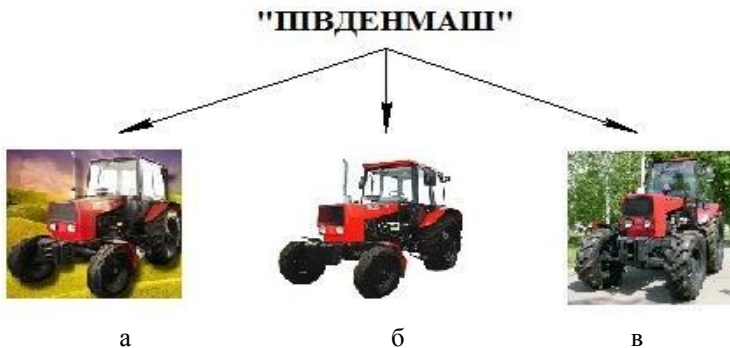


Рисунок 1.2 – Виробництво колісних тракторів ПІВДЕНМАШ:
а – ЮМЗ-6АКМ 40.2; *б* – ЮМЗ-8040.2; *в* – ЮМЗ-8244.2

Як не дивно, колісні трактори виготовляє Державне підприємство «Виробниче об'єднання Південний машинобудівний завод ім. О.М.Макарова» (ПІВДЕНМАШ), яке підпорядковується Державному

космічному агентству України. В модельному ряді присутні такі моделі (рис. 1.2), як ЮМЗ-6АКМ 40.2 (потужністю 60 к.с.); ЮМЗ-8040.2 (потужністю 80 к.с.); ЮМЗ-8040.2М (потужністю 80 к.с.); ЮМЗ-8244.2 (потужністю 80 к.с.); ЮМЗ-8244.2М (потужністю 80 к.с.). Всі трактори відносяться до тягового класу 1,4.

З квітня 2010 року в галузі тракторобудування з'явилося ТОВ «Слобожанська промислова компанія» співробітниками ТОВ «Агроімпорт». Дане підприємство одне з найбільших, яке випускає сільськогосподарські трактори 3-4 класу серії «Слобожанець». Як відзначає виробник «Слобожанець» – це серія тракторів ХТА, яка спроектована на платформі Т-150К. Сьогодні на українському ринку присутні такі моделі, як ХТА-200 (потужністю 210 к.с.); ХТА-220 (потужністю 180, 230 та 240 к.с.); ХТА-250 (потужністю 250 к.с.); ХТА-250-13 (потужністю 265 к.с.); ХТА-300 (потужністю 250 к.с.).

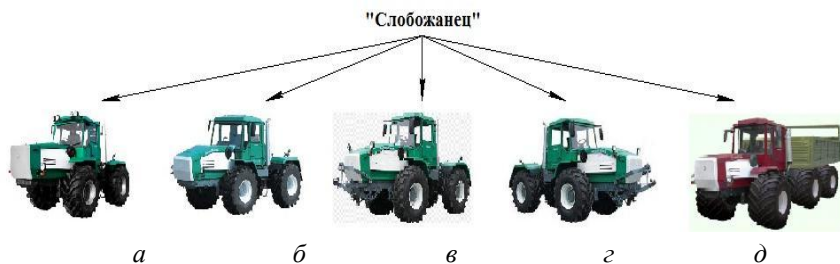


Рисунок 1.3 – Колісні трактори «Слобожанець»:

а – ХТА-200; б – ХТА-220; в – ХТА-250; г – ХТА-250-13; д – ХТА-300

В зв'язку з тим, що українське тракторобудування функціонує в умовах не визначеності та динамічності соціально-економічного середовища, що обумовлює перехід з масового виробництва до індивідуального замовника – на ринку з'являються абсолютно нові підприємства з виробництва тракторів. Так підприємство ТОВ «Украгрокомсільмаш» випускає трактор ТЯ-200 «Ярило» (3 – 4 тягового класу); спільна робота ТОВ НВП «Базіс» та ТОВ «Украгромаш» зумовила створення трактора марки «Коваль» серії 5000 (5 тяговий клас); компанія DLight випустила трелевоч-

ний трактор GAL-5052; «Укравтозапчастина» організувала власне виробництво тракторів КИЙ, які є прямим конкурентом білоруського гіганта МТЗ. На рис. 1.4 наведено продукція тракторобудівних підприємств.



Рисунок 1.4 – Продукція тракторобудівних підприємств:
a – ТЯ-200 «Ярило»; *б* – «Коваль»; *в* – GAL-5052; *г* – КИЙ

Згідно з проведеного аналізу можна зробити висновок про те, що українські тракторобудівники створюють нову техніку на основі модернізації старої, тим самим не суттєво підвищуючи технічний рівень. Порівнюючи продукцію західно-європейських компаній (таких як CNH (Case IH, New Holland), John Deere, AGCO (Fendt, Challenger, Massey Ferguson), та ін. [7 – 8]) з вітчизняною, відмічаємо суттєву різницю в технічному рівні, а особливо в ергономічному, тому створення загальної методології з наведенням системності в проектуванні тракторів загального призначення є актуальним питанням.

Створення нової машини – складний і тривалий процес, в якому беруть участь конструктори, вчені, виробники, випробувачі, експлуатаційники. Цикл створення машини складається з декількох етапів: науково-технічний пошук, проектування, виготовлення зразків, випробування, доведення конструкції. Найважливішим є етап проектування, що включає структурний синтез, вибір раціональних параметрів і конструювання машини.

Ефективність досягнення кінцевої мети в основному досягається вибором конструктивної схеми машини і її параметрів. Приватні конструктивні помилки в окремих механізмах і системах машини виправляють в

процесі випробувань і доведення. Помилки ж принципової структурної побудови машини і в її основних параметрах, як правило, не піддаються виправленню, тому на етапі проектування при пошуку найкращих конструктивних рішень, обґрунтуванні і виборі параметрів створюваної машини повинні бути використані найсучасніші засоби для теоретичних і експериментальних досліджень.

Для скорочення термінів створення тракторів, підвищення якості проектування і зниження матеріальних витрат необхідна розробка методології розрахунку і вибору раціональних параметрів трактора, теоретичною основою якої можуть служити математичні методи вирішення завдань, оптимізації та автоматизації проектування.

Однією з найважливіших задач на даному етапі є підвищення ергономічного і економічного рівня машин. Крім народногосподарського значення виконання цього завдання відіграє велику роль в соціальному і зовнішньо торговельному аспектах. У соціальному аспекті створення комфортних умов праці сприяє зниженню загальної та професійної захворюваності, зниження плинності кадрів, підвищення престижності професії механізатора. У зовнішньому торговельному аспекті – рівень умов і безпеки праці, техніко-естетичне оформлення машин є одним з показників їх конкурентоспроможності.

В ході створення сімейства тракторів необхідно вирішити питання єдиного стильового і архітектурного оформлення з максимальною уніфікацією не тільки силових агрегатів (двигун – силова передача – система управління), а й облицювання, кабіни, обладнання та вузлів, які забезпечують агрегування з сільськогосподарськими машинами і знаряддями. Поєднання естетичних, ергономічних, компоновальних, динамічних, техніко-економічних та інших характеристик дозволить забезпечити високий рівень споживчих властивостей всіх тракторів, що входять до складу створеного сімейства машин до максимальної спеціалізації виробничих ділянок на виготовлення масових вузлів тракторів і складання різних модифікацій в єдиному технологічному потоці.

В ході створення мобільних машин необхідно вирішити наступний комплекс наукових і технічних завдань:

- забезпечення агрегування з уніфікованим набором сільськогос-

подарських машин колісних модифікацій з урахуванням виконання вимог ергономіки агрегату;

- техніко-економічне обґрунтування показників базових моделей тракторів і їх модифікацій, прогнозування підвищення їх технічного рівня і конкурентоспроможності на весь період планованого виробництва;

- забезпечення впровадження нових модифікацій і вдосконалених або спеціалізованих для цих модифікацій вузлів без істотної перебудови масового виробництва;

- забезпечення постійної підтримки технічного рівня і конкурентоспроможності машин на весь період їх виробництва, а також переходу на моделі нового покоління без істотної перебудови масового виробництва;

- забезпечення можливості використання проєктованих базових моделей колісних тракторів для створення сімейства уніфікованих модифікацій і широкого їх застосування в народному господарстві;

- створення методик комплексної оцінки ергономічних і динамічних характеристик моделей тракторів;

- раціональної наступності конструктивних рішень, уніфікації стандартизації та нормалізації деталей і вузлів тракторів, а також технології їх виготовлення в умовах діючого виробництва;

- функціонування прямого і зворотного зв'язку в ланцюзі конструкція – технологія – конструкція по замкнутому циклу.

З урахуванням результатів досліджень розроблена методологія (рис. 1.5), яка створена з метою уніфікувати базові моделі колісних тракторів загального призначення, реалізуючи при цьому наступне:

- блочно-модульна структура машинно-тракторного агрегату;

- блочно-модульна структура базової моделі трактора як засобу створення модифікацій і сімейства тракторів;

- визначення параметрів трактора, що характеризують блочно-модульну структуру (уніфікація, типізація, забезпечення технічного рівня на довго тимчасову перспективу з використанням ієрархічних рівнів проєктування);

- визначення параметрів трактора, що впливають на ергономічність машинно-тракторного агрегату: стійкість руху, плавність ходу, розгін агрегату, організація параметрів робочого місця оператора, вібровиван-

таженості робочого місця оператора; кошти, що забезпечують діяльність: кабіна, органи управління та контролю і їх компонування на робочому місці, кошти шумозахисту, сидіння, засоби забезпечення мікроклімату, засоби забезпечення оглядовості;

- реалізація наукових і проектних розробок і створення їх здолав;
- забезпечення технічного рівня тракторів загального призначення.

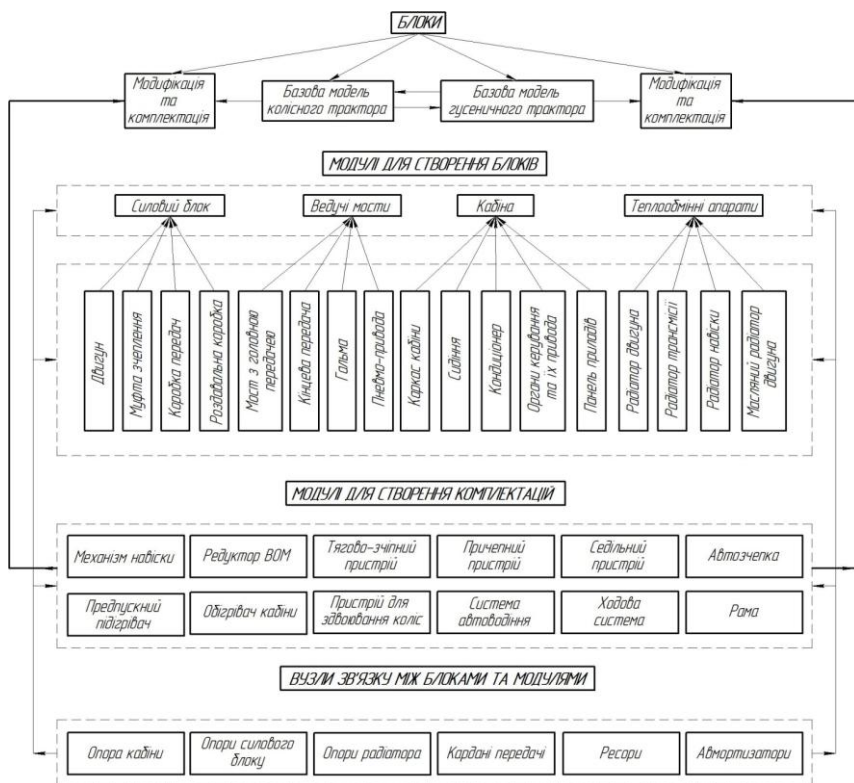


Рисунок 1.5 – Методологія, яка створена з метою уніфікувати базові моделі колісних тракторів загального призначення

За функціональною ознакою трактор розділено на блокові і модульні складові частини. Блок – складова частина, що виконує свої функції і

складається з окремих самостійних модулів. Блоки розділені на дві групи модулів, які беруть участь у створенні блоків, використовуваних на базовій моделі і її модифікаціях, і модулі, що беруть участь у створенні тільки модифікації або комплектацій. В окрему групу виділені вузли, призначені для забезпечення зв'язків між блоками і модулями (опори, карданні передачі, підвіска).

Всі блоки і модулі, незалежно від приналежності до функціональної групи, є закінченим у функціональному і монтажному відношенні, а їх параметри обрані з урахуванням їх використання на базовій моделі.

При розробці тракторних агрегатів процес проектування необхідно розчленовувати на ієрархічні рівні. Верхнім ієрархічним рівнем є тракторний агрегат, середнім – трактор, нижнім – блоки, модулі і вузли зв'язків.

Розглядається наступна динамічна система: зовнішня середовище – знаряддя – машина – водій. Ця система відноситься до класу складних систем, відмінними особливостями яких є: велике число взаємопов'язаних і взаємодіючих між собою елементів; складність функції, виконуваної системою; підпорядкованість ланцюгів функціонування всіх підсистем загальної ланцюга функціонування системи; наявність системи управління і розгалуженої інформаційної мережі; взаємодія з зовнішнім середовищем в умовах взаємодії випадкових факторів.

Питання системного підходу до проектування автотракторної техніки розглянуті багатьма вченими. Важливе місце в цих дослідженнях відводиться визначенню потенційних властивостей, як системи машин, так і навколишнього середовища, в якій функціонує машина. При проектуванні нами використовується блочно-модульний підхід. Розрізняють три рівня; нижній (рівень В), середній (рівень Б) і вищий (рівень А).

На кожному ієрархічному рівні використовуються свої математичні моделі. Схема рівнів проектування наведена на рис. 1.6.

На рівні В проєктуються базові елементи – об'єкти з розподіленими параметрами, динаміка яких описується диференціальними рівняннями в часних похідних (вали трансмісії з розподіленими масами і твердостями, фрикційні елементи зчеплень до гальм при розрахунку розподілу температури за обсягом). На рівні Б розглядається система з зосередженими параметрами, яка описується звичайними диференціальними рівняннями,

що складається з елементів рівня В Основним завданням проектування при цьому є вибір раціональних параметрів трактора (оптимізація). На рівні А вибираються параметри тракторних агрегатів з використанням диференціальних рівнянь рівня Б.

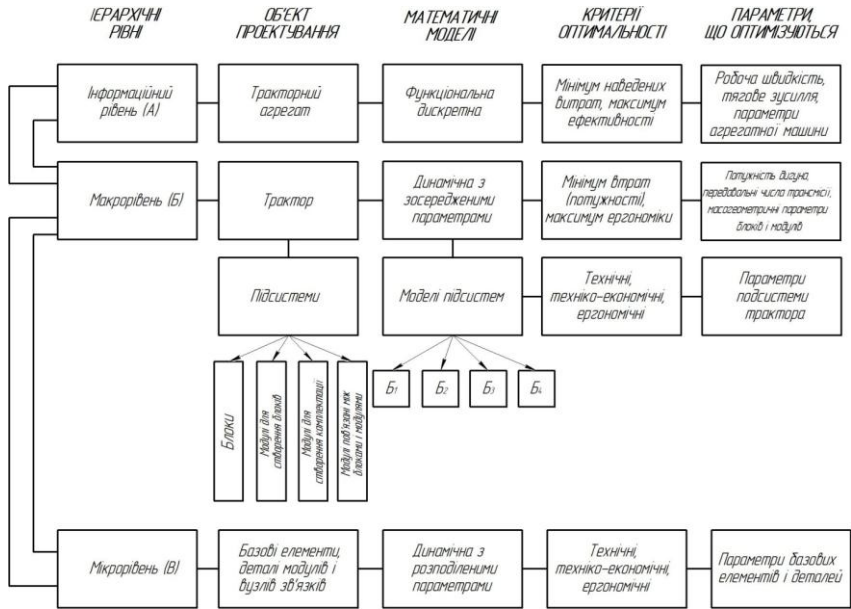


Рисунок 1.6 – Схема рівнів при проектуванні трактора

При створенні нових машин все ще використовуються квазістатичні методи розрахунку. Основою проектування трактора, як відомо, є тяговий розрахунок, в процесі якого визначаються всі його основні параметри, при цьому виробляється побудова теоретичних тягових характеристик, що представляють собою статичні характеристики машини. Трактор ж розглядається як тверде тіло з одним ступенем свободи, що рухається поступально і прямолінійно під дією прикладеної до нього детермінованої системи сил з боку взаємодії з ним зовнішнім середовищем. Наступні етапи проектування включатимуть вибір схеми і визначення параметрів різних механізмів і підсистем трактора.

РОЗДІЛ 2. ПОКАЗНИКИ ТРАКТОРНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ШИН

2.1 Інноваційні технології і показники тракторних сільськогосподарських шин категорій

Сучасні інноваційні технології виробництва тракторних шин дозволяють забезпечити підвищення технічних показників колісних тракторів в порівнянні з шинами, виробленими за традиційною технологією. Це досягається за рахунок високої еластичності шин, збільшеної площі плями контакту з опорою і великої вантажопідйомності. Такі шини мають більш низький тиск на ґрунт, що сприяє підвищенню врожайності культур, зниження вартості механічного обробітку ґрунту та захисту від ерозії.

У зв'язку з цим, представляє інтерес аналіз перспективності застосування інноваційних шин на сільськогосподарських тракторах, в тому числі і вітчизняного виробництва, а також прогнозування технічних показників тракторів з такими шинами. Характеристики перспективних інноваційних шин можуть використовуватися в математичних моделях, що описують процеси взаємодії пневматичної шини з деформованим ґрунтом, при вирішенні задач прикладної теорії коливань трактора і його елементів.

Широкого розповсюдження набули сучасні інноваційні тракторні шини, такі як IF (Increased Flexion – шини підвищеної еластичності), VF (Very High Flexion – шини високої еластичності), або технології Michelin Ultraflex, AD² (Advanced Deflection Design, Firestone), R+ (Advanced Flexion Technology, GoodYear), LSW (Low Side Wall, GoodYear), NRO (Narrow Rim Option, Bridgestone), SVT (Super Volume Tires, Mitas), Blue Tire (Trelleborg). Загалом сучасні інноваційні технології виготовлення тракторних сільськогосподарських шин дозволяють їм скласти гідну конкуренцію гусеничним ходовим системам під час весняного і осіннього обробітку ґрунту завдяки високим тяговим властивостям і низькому максимальному тиску на ґрунт q_{\max} в межах 90 – 100 кПа для найкращих зразків.

В середині 2000-х років тому на світовому ринку тракторних сільсь-

когосподарських шин з'явилася технологія Michelin Ultraflex, яка одночасно вирішує дві задачі: підвищення продуктивності трактора і захист ґрунту. Група Michelin пропонує лінійку шин з технологією Michelin Ultraflex, що включає шини категорій IF (Improved Flexion – шини підвищеної еластичності) і VF (Very High Flexion – шини дуже високій еластичності). Інноваційна технологія Michelin Ultraflex дозволяє підвищити динамічну еластичність шин і забезпечує максимально можливу керованість на дорозі при швидкості до 65 км/год [9].

У 2006 році шини категорій IF і VF були офіційно затверджені Європейською технічною організацією по шинам і обіддям (ETRTO – European Tyre and Rim Technical Organization) [10]. З одного боку, особливістю шин категорії IF і VF є велика вантажопідйомність відповідно на 20% і 40% в порівнянні зі звичайними радіальними шинами при однаковому внутрішньому тиску [10]. З іншого боку, при однаковому номінальному навантаженні шини IF і VF можуть експлуатуватися при більш низькому тиску. Однак у шин IF і VF не підвищується вантажопідйомність при зниженні швидкісного режиму експлуатації, хоча при зміні швидкості вони не вимагають коректування тиску при роботі з постійним радіальним навантаженням [11].

Компанія Firestone виробляє тракторні шини з технологією Advanced Deflection Design (AD2) [12], яка по суті аналогічна технології Michelin Ultraflex і дає можливість виробляти шини категорії IF.

Компанія Good Year також виробляє шини IF і VF і має інноваційну технологію Low Sidewall (LSW) [13]. LSW шини мають менше співвідношення висоти профілю до ширини і, внаслідок цього, меншу бічну стінку, ніж в звичайних шинах. Чим менше висота боковини, тим краще гасяться коливання остову, особливо при русі на високих швидкостях, зберігаючи при цьому зручність і комфорт оператора. При однаковому зовнішньому діаметрі шини LSW в порівнянні зі звичайними мають більший посадковий діаметр і меншу висоту боковини, вони більш низькопрофільні. Good Year є єдиною компанією, яка при виробництві сільськогосподарських шин об'єднала переваги IF і LSW технологій. Це забезпечує кращу стійкість і керованість завдяки LSW технології, а також роботу з більш низьким тиском і збільшену вантажопідйомність шин на полі

завдяки IF технології.

Новий каркас шин, розроблений компанією Trelleborg з використанням технології Blue Tire [14], забезпечує високу продуктивність сільсько-господарських операцій через більш широку пляму контакту і низьке ущільнення ґрунту в порівнянні зі звичайними радіальними шинами. Шини IF і VF, як і звичайні радіальні, вироблені під брендом Trelleborg, відрізняються високими значеннями контурної площі плями контакту [15] з жорсткою основою.

Інновацією компанії Mitas є шина Super Flexion Tire (SFT), яка при низькому тиску за своїми характеристиками перевершує деякі конкуруючі IF шини [16]. Компанія Mitas також виробляє до десяти типорозмірів VF шин.

Bridgestone, дочірньою компанією якої є Firestone, у виробництві тракторних шин використовує розроблену інноваційну технологію Narrow Rim Option (NRO) [17], яка дозволяє монтувати шини IF і VF на більш вузькі обіддя, ніж рекомендовані ETRTO. Технологія NRO пов'язана з особливостями напружено-деформованого стану боковин і плечової області шин. IF і VF шини з NRO технологією маркуються відповідним чином.

В цілому, в порівнянні зі звичайними радіальними шинами, шини IF і VF мають ряд переваг. Серед них: велика площа плями контакту (до +24%); менший тиск на ґрунт і низький мінімальний внутрішній тиск (0,04 – 0,06 МПа); менша глибина колії (до –55%), а також менший опір коченню (до -20%); вище дотична сила тяги при однаковому буксуванні (до + 7%) [9].

Радіальне навантаження на ведуче колесо трактора доцільно вибирати таким чином, щоб воно відповідало максимально допустимому при мінімально допустимому внутрішньому тиску повітря в шині.

В якості аргументів на користь цього твердження можна навести наступне.

По-перше, робота тракторного колеса при навантаженні, що відповідає мінімально допустимому тиску забезпечить мінімально можливий для даної шини тиск на ґрунт, а, отже, і ущільнюючий вплив. Цей аргумент має пріоритетне значення, оскільки, незважаючи на поширену дум-

ку про вирішальну роль тиску на ґрунт при весняно-польових роботах, навіть при основному обробітку, існує приблизно до однієї чверті ґрунтів України, у яких допустимий тиск на ґрунт, принаймні, не менше ніж при передпосівному обробітку. Опосередковано на це звернув увагу В. В. Медведєв у роботі [21], де показано, що частка площі ріллі, на якій можливий високоякісний основний обробіток, значно зменшується у порівнянні з умовами зволоження навесні (з 75,8% до 14,1%). Тобто ґрунто-технологічні умови навіть для традиційної оранки на 85% території України незадовільні.

Якщо при мінімально допустимому тиску повітря в шині радіальне навантаження буде менше (або суттєво менше) допустимого, тиск на ґрунт незначно зменшиться, але істотно погіршаться тягові показники шини. Тому такі режими експлуатації тракторної шини треба вважати недоцільними.

По-друге, при зазначеному виборі радіального навантаження з'являється вагомий запас вантажопідйомності шин, який може бути використаний на транспортних операціях або при переїздах з важким навішеним знаряддям по дорогах з твердим покриттям. Значний відсоток експлуатації тракторних шин на дорогах з твердим покриттям є типовим для Європейських країн у порівнянні, наприклад, з північно-американським континентом, що обумовлено меншими розмірами окремих ділянок сільськогосподарських угідь. Це один із факторів, що визначає найбільшу ефективність використання протектора шини типу R-1W. Такий протектор має орієнтовно на 25% більшу висоту ґрунтозацепів у порівнянні з R-1, що забезпечує одночасно і більший ресурс на зношування і більшу ефективність на вологих під час обробітку ґрунтах, що розташовані як в Західній Європі, так і в Україні.

Єдиною вимогою при експлуатації тракторних шин на транспортних операціях по дорогах з твердим покриттям є відповідність радіальних навантажень і внутрішнього тиску з урахуванням швидкісного режиму руху. При інтенсивному використанні на транспортних операціях виробники шин рекомендують додатково підвищити тиск на 40 кПа відносно необхідного для даного радіального навантаження і швидкісного режиму.

Для швидкого регулювання внутрішнього тиску в великогабаритних

тракторних шинах при зміні умов експлуатації в режимі «дорога – сільськогосподарський фон – дорога» створюються інноваційні системи, наприклад Mitas AirCell. Такі системи дозволяють підвищувати і зменшувати тиск повітря в шині в межах 80 – 180 кПа (0,8 – 1,8 кгс/см²) за 12 – 15 секунд.

По-третє, небезпека перевантаження ведучих коліс трактора при підйомі важких знарядь навісною системою в транспортне положення при маневрах на сільськогосподарському фоні відсутня. Це пов'язано з тим, що всі шини під час практичного застосування в умовах тривалої експлуатації при високих значеннях крутного моменту повинні навантажуватись згідно даних для вантажопідйомності і тиску, які відносяться до індексу швидкості A6 (30 км/год). Оскільки маневрування на полі з піднятим сільськогосподарським знаряддям відбувається при малих значеннях крутного моменту і швидкості руху, то шини мають істотний запас вантажопідйомності, який для швидкості в межах 10 км/год може досягати 50% і більше від навантаження, яке відповідає індексу швидкості A6.

По-четверте, при такому виборі радіального навантаження є всі передумови для отримання максимально можливої чистої продуктивності для одиночного колеса, що справедливо має бути і для трактора в цілому.

В ідеальному варіанті шина завжди повинна бути навантажена на 100% за вантажопідйомністю. При недовантаженні зростає буксування, а при перевантаженні знижується ресурс. Тому бажано підтримувати тиск в шині таким чином, щоб він завжди відповідав радіальному навантаженню. Іншими словами, радіальне навантаження повинно відповідати (або бути близьким) допустимому при даному тиску повітря в шині. В цьому випадку контурна площа плями контакту буде найбільшою, а ресурс шини відповідатиме нормативному.

Однак, навіть при виконанні умови правильного внутрішнього тиску в шині з урахуванням допустимих навантажень, тиск на ґрунт буде збільшуватися зі зростанням радіального навантаження. Тут слід мати на увазі той факт, що тиск на ґрунт меншою мірою залежить від радіального навантаження, ніж від внутрішнього тиску повітря в шині. Але з ростом радіального навантаження до допустимих значень необхідно підвищувати внутрішній тиск в шині, що призводить до негативних наслідків пере-

ущільнення ґрунту і зростання показника ущільнюючого впливу на ґрунт U . Майже всі колісні трактори (за винятком тракторів, які оснащені широкопрофільними шинами низького тиску) досить далекі від допустимого значення показника ущільнюючого впливу на ґрунт $[U] = 75 \text{ кН/м}$.

Крім цього, з ростом радіального навантаження на колесо збільшується опір коченню, більшу частину якого складають втрати на пресування ґрунту і створення колії. Втрати, спричинені внутрішнім тертям і деформаціями каркаса шини для тракторних шин сільськогосподарського призначення з протектором типу R-1, R-1W, R-2 істотно нижче.

2.2 Показники тракторних шин, у тому числі категорій IF і VF

Для аналізу технічних даних шин з тракторним малюнком протектора (R-1, R-1W, R-2), які (відповідно до міжнародної класифікації) призначені для використання на ведучих колесах тракторів, були обрані понад 500 шин ряду відомих виробників. Серед них Good Year, Michelin, Mitas, Firestone, Trelleborg, Tyrex, Voltyre, Белшина, Rosava, Дніпрошина.

Аналіз показує, що відношення радіальної деформації або прогину шини до висоти профілю (відносна радіальна деформація) при роботі з номінальним радіальним навантаженням і відповідному йому тиску для шин, виконаних за традиційною технологією, та IF, VF шин відрізняється. Відносна радіальна деформація визначається співвідношенням:

$$\Delta_f = \frac{f_{\text{сш}}}{H} \cdot 100\% ,$$

де $f_{\text{сш}}$ – статичний прогин шини;

H – висота профілю шини.

Так, високо еластичні VF шини мають відносну деформацію Δ_f в межах 27 – 31%, шини IF – 21 – 27%, шини виготовлені за традиційною технологією – 12 – 26%. Слід зазначити, що діагональні шини більш жорсткі і мають меншу відносну радіальну деформацію (12 – 20%) у порівнянні з радіальними (17 – 24%). Особливе місце займають радіальні вузькі високопрофільні шини для роботи в міжряддях. Для деяких з них від-

носна радіальна деформація становить 9 – 15%.

Також певний інтерес представляє мінімально можливий тиск, що створює шина на жорстку основу, при роботі з номінальним радіальним навантаженням. Під номінальним навантаженням розуміється допустиме навантаження при відповідному тиску. Безсумнівно, мінімально можливий тиск шини на жорстку основу буде при мінімально допустимому тиску і максимально допустимому навантаженні при мінімально допустимому тиску. В ході аналізу технічних даних по шинах встановлено, що шини VF створюють мінімально можливий тиск на жорстку опору в межах 66 – 132 кПа (у кращих зразків 66 – 72 кПа), шини IF – 86 – 115 кПа (у кращих зразків 86 – 91 кПа). У той же час сучасні радіальні шини створюють мінімально можливий тиск на жорстку опору в межах 67 – 118 кПа (у кращих зразків 67 – 81 кПа).

При максимальному радіальному навантаженні і відповідному внутрішньому тиску шини VF створюють тиск на опору більше 100 кПа, шини IF – більше 120 кПа, радіальні шини – більше 137 кПа.

Таким чином, шини категорій IF і VF мають ряд переваг в порівнянні зі звичайними радіальними шинами, особливо при однакових радіальних навантаженнях, тому їх застосування на сучасних тракторах видається перспективним.

Для аналізу ефективності переобладнання або комплектації існуючих і новостворюваних тракторів шинами категорій IF і VF необхідно провести теоретичні розрахунки. Для моделювання взаємодії шин з жорсткою опорою найбільш зручна і достовірна модель тракторних шин В.Л. Бідермана, наведена в роботах [18, 19].

Однак, ця математична модель є коректною при відносній радіальній деформації 18 – 22%, в той час як шини IF і VF мають істотно більші прогини внаслідок своєї високої еластичності. Критерієм збіжності результатів моделювання і реальних даних є рівність розрахункової і дійсної контурної площі плями контакту шини з жорсткою основою.

Ідентифікувати шини IF і VF для математичної моделі [18, 19] можна наступним чином. Прогин тракторної шини визначається залежністю:

$$f_{\text{ш}} = \frac{c_2 \cdot G_k}{2 \cdot (p_{\text{ш}} + p_0)} + \sqrt{\left(\frac{c_2 \cdot G_k}{2 \cdot (p_{\text{ш}} + p_0)} \right)^2 + c_1 \cdot G_k}, \quad (2.1)$$

де G_k – радіальне навантаження на колесо, кН;

p_0 , c_1 , c_2 – постійні для даної шини коефіцієнти, кПа, м²/кН, 1/м;

$p_{\text{ш}}$ – внутрішній тиск повітря в шині, кПа.

Коефіцієнти p_0 , c_1 , c_2 залежать від ряду параметрів шини. Це зовнішній діаметр колеса D , ширина профілю шини b , статичний радіус r_c , мінімально допустимий тиск в шині $p_{\text{ш. min}}$, максимально допустиме навантаження при мінімально допустимому тиску Q_{min} , максимально допустимий тиск в шині $p_{\text{ш. max}}$ максимально допустиме навантаження при максимально допустимому тиску Q_{max} , посадковий діаметр шини $D_{\text{п}}$ і норма шаруватості n_c .

З огляду на, що показник норми шаруватості в технічних даних для радіальних шин не вказується, адаптувати модель тракторних шин В. Л. Бідермана можна використовуючи показник контурної площі плями контакту. Однак, для шин IF і VF ідентифікувати норму шаруватості таким чином, щоб розрахункова і дійсна контурні площі плями контакту шини з жорсткою основою збігалися при навантаженні шини по лінії, що з'єднує точки $(p_{\text{ш. min}}; Q_{\text{min}})$ і $(p_{\text{ш. max}}; Q_{\text{max}})$, не вдається. Похибка розрахунків може досягати 24%.

Для вирішення цієї проблеми розглянемо моделювання плями контакту шини з опорою, яка представляє собою еліпс, контурна площа якого дорівнює [18, 19]:

$$F_k = \frac{\pi}{4} \cdot a_k \cdot b_k, \quad (2.2)$$

де a_k , b_k – велика і мала напівосі еліпса, або довжина і ширина плями контакту.

Статистичний аналіз результатів статичних випробувань шин показав, що ширина зони контакту і його довжина можуть бути визначені залежностями [18, 19]:

$$a_k = c_3 \cdot \sqrt{D \cdot f_{\text{ш}} - f_{\text{ш}}^2}; \quad (2.3)$$

$$b_k = 2 \cdot \sqrt{2 \cdot R_{\text{пр}} \cdot f_{\text{ш}} - f_{\text{ш}}^2}, \quad (2.4)$$

де c_3 – коефіцієнт, що залежить від розмірів шини і норми шаруватості;

$R_{\text{пр}}$ – приведений радіус поперечного перерізу шини.

$$c_3 = \frac{20,5}{11,9 + \left| \frac{D}{b} - \frac{|n_c - 9|}{2} - 3 \right|}. \quad (2.5)$$

$$R_{\text{пр}} = \frac{b + H}{2,5}, \quad (2.6)$$

де H – висота профілю шини.

$$H = \frac{D - D_{\text{н}} \cdot 0,0254}{2}, \quad (2.7)$$

де $D_{\text{н}}$ – номінальний посадковий діаметр обіддя в дюймах.

Спочатку в розрахунках норма шаруватості для моделі вибирається таким чином, щоб виключити комплексні значення при розрахунках по залежності (2.1). Після визначення контурної площі плями контакту шини з жорстким основою відповідно до (2.1 – 2.7) визначається коефіцієнт:

$$k_F = \frac{F_{\text{к}}}{F_{\text{н}}}, \quad (2.8)$$

де $F_{\text{к}}$ – розрахункова контурна площа плями контакту шини (2.2);

$F_{\text{н}}$ – номінальна контурна площа плями контакту шини, за даними виробника.

Тому коригуються залежності (2.5) і (2.6) наступним чином:

$$c_3 = \frac{\frac{20,5}{\sqrt{k_F}}}{11,9 + \left| \frac{D}{b} - \frac{|n_c - 9|}{2} - 3 \right|}. \quad (2.9)$$

$$R_{\text{пр}} = \frac{b + H}{2,5 \cdot k_F}. \quad (2.10)$$

Далі після заміни виразів (2.5) і (2.6) на (2.9) і (2.10) чисельним методом визначається норма шаруватості n_c з рівняння:

$$\frac{F_k}{10000} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\frac{20,5}{\sqrt{k_F}}}{11,9 + \left| \frac{D}{b} - \frac{|n_c - 9|}{2} - 3 \right|} \cdot \sqrt{D \cdot f_{\text{сш}} - f_{\text{сш}}^2} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{b + H}{2,5 \cdot k_F} \cdot f_{\text{сш}} - f_{\text{сш}}^2}. \quad (2.11)$$

де $f_{\text{сш}}$ – статичний прогин шини.

Як приклад для ідентифікації були обрані тракторні шини типорозміру 710/70 R42, виготовлені за традиційною технологією, а також шини IF і VF декількох світових виробників (див. табл. 2.1).

Таблиця 2.1 – Технічні дані шин провідних світових виробників

Розмір	D , м	b , м	r_c , м	Q_{max} , кг	$p_{\text{ш.max}}$, МПа	Q_{min} , кг	$p_{\text{ш.min}}$, МПа	$F_{\text{ш}}$, см ²	n_c	k_F	Бренд*
710/70 R42	2,043	0,716	0,914	6955	0,24	3905	0,06	3690	10,7	0,94	1
710/70 R42	2,050	0,732	0,920	6960	0,24	2680	0,04	3758	6,66	0,89	2
710/70 R42	2,060	0,717	0,910	7480	0,24	3520	0,06	3523	7,10	1,08	3
710/70 R42	2,070	0,731	0,935	7475	0,24	4080	0,06	3400	9,89	1,00	4
710/70 R42	2,075	0,730	0,938	7475	0,24	3500	0,06	3419	7,20	0,96	5
IF710/70 R42	2,062	0,742	0,919	7750	0,24	4250	0,08	3619	7,30	1,00	2
IF710/70 R42	2,060	0,735	0,920	7760	0,24	4190	0,08	4786	7,73	0,77	3
IF710/70 R42	2,075	0,730	0,921	7750	0,24	3475	0,06	3806	6,67	0,97	5
VF710/70R42	2,060	0,715	0,920	7750	0,16	5030	0,08	3750	5,69	0,90	4

* 1 – Good Year, 2 – Michelin, 3 – Trelleborg, 4 – Mitas, 5 – Firestone.

У табл. 2.1 наведені значення номінальної контурної площі плями контакту F_n , декларовані виробниками, а також ідентифіковані значення норми шарування n_c і коефіцієнта k_F , отримані з умови $F_k = F_n$.

Норма шаруватості є умовним показником і може приймати будь-які (не обов'язково цілочисельні) значення. Номінальна контурна площа плями контакту для одного і того ж типорозміру шини з досить близькими розмірами може відрізнятися на величину до 40% (див. табл. 2.1).

Побудовані за результатами ідентифікації контурні площі плями контакту кількох шин з табл. 2.1 при дотриманні масштабу щодо розмірів шини наведені на рис. 2.1.

Слід зазначити, що не завжди контурна площа плями контакту шин IF і VF більше, ніж у звичайних радіальних шин того ж типорозміру. Тому в кожному конкретному випадку необхідно звертатися до даних виробника та проводити ідентифікацію. Ідентифіковані значення коефіцієнта k_F показують, що до коригування залежностей (2.5) і (2.6) розрахункова контурна площа плями контакту може відрізнятися від дійсної в більшу і меншу сторони.

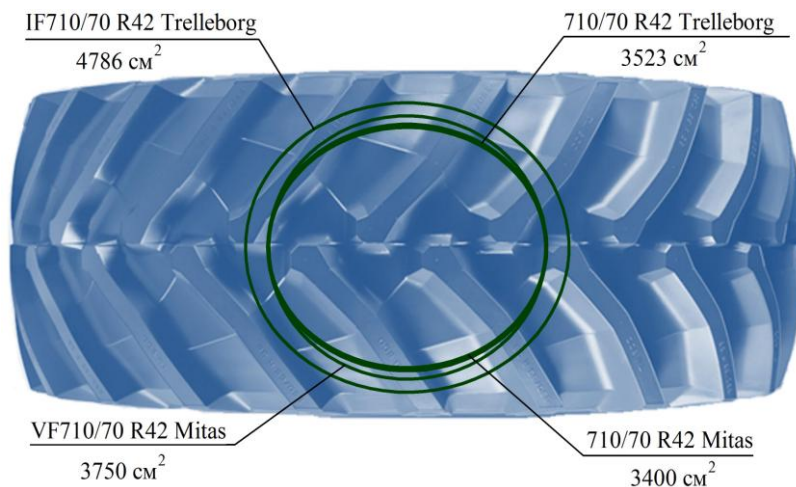


Рисунок 2.1 – Плями контакту тракторної шини типорозміру 710/70 R42

Таким чином, запропонований метод ідентифікації тракторних сільськогосподарських шин категорій IF і VF з використанням відомої математичної моделі В. Л. Бідермана [18, 19], побудованій на універсальній навантажувальній характеристиці шини, дозволяє визначити коефіцієнти моделі з умови рівності розрахункової і дійсної контурної площі плями контакту шини з жорстким опором $F_k = F_n$.

Радіальна деформація або прогин пневматичної тракторної шини складається з прогинів протектора і каркаса шини. Повна робота, витрачена на радіальний прогин шини є сумою роботи, витраченої на деформацію каркаса шини і протектора, а також роботу стиснення повітря при прогині. Робота деформації каркаса, протектора і стиснення повітря в шині нелінійно залежить від радіального прогину. Зі збільшенням прогину частка роботи стиснення повітря зростає, в той час, як при малих прогинах робота стиснення повітря практично відсутня, а частка роботи деформації каркаса і протектора максимальна. У цьому полягає основна відмінність автомобільних і тракторних сільськогосподарських шин. У автомобільних шин, що працюють при малих радіальних прогинах, більше частка роботи деформації каркаса шини.

У сільськогосподарських тракторних шин, які працюють при великих відносних радіальних деформаціях (еластичні VF шини 27 – 31%, шини IF – 21 – 27%, шини, виконані за традиційною технологією – 12 – 26%), визначальною є робота стиснення повітря, яка пропорційна надлишковому внутрішньому тиску і зміні об'єму шини. Оскільки при деформації внутрішній тиск змінюється незначно, то процес стиснення можна вважати ізобарним. Слід зазначити, що радіальний прогин і зміна об'єму шини нелінійно пов'язані, причому з підвищенням внутрішнього тиску зміна об'єму шини зменшується. В роботі [18] висувається гіпотеза про те, що робота деформації каркаса також, як і робота стиснення повітря, пропорційна зміні об'єму шини. Тому вводиться постійна для шини величина p_0 – умовний тиск, що характеризує жорсткість каркаса при нульовому внутрішньому тиску повітря (кПа) [18, 19].

Частина радіального прогину f_k , обумовлена деформацією каркаса і стисненням повітря при зміні обсягу, визначається залежністю, м:

$$f_{\kappa} = c_2 \cdot \frac{G_k}{p_{\text{ш}} + p_0}, \quad (2.12)$$

де c_2 – постійний коефіцієнт, 1/м;

G_k – радіальне навантаження на шину, кН;

$p_{\text{ш}}$ – внутрішній тиск повітря в шині, кПа.

Частина радіального прогину $f_{\text{ш}}$, обумовлена деформацією протектора, визначається залежністю, м:

$$f_{\text{ш}} = c_1 \cdot \frac{G_k}{f_{\text{ш}}}, \quad (2.13)$$

де c_1 – постійний коефіцієнт, м²/кН;

$f_{\text{ш}}$ – радіальний прогин шини, м:

$$f_{\text{ш}} = f_{\text{п}} + f_{\kappa} = c_1 \cdot \frac{G_k}{f_{\text{ш}}} + c_2 \cdot \frac{G_k}{p_{\text{ш}} + p_0}. \quad (2.14)$$

Рішенням рівняння (2.14) відносно радіального навантаження є універсальна характеристика шини [18, 19]:

$$G_k = \frac{f_{\text{ш}}^2}{c_1 + c_2 \cdot \frac{f_{\text{ш}}}{p_{\text{ш}} + p_0}}. \quad (2.15)$$

В результаті перетворень (2.15) отримаємо:

$$f_{\text{ш}}^2 - \frac{G_k \cdot c_2}{p_{\text{ш}} + p_0} \cdot f_{\text{ш}} - c_1 \cdot G_k = 0. \quad (2.16)$$

Після відкидання зайвого кореня рішення рівняння універсальної характеристики (2.16) щодо радіальної деформації $f_{\text{ш}}$ отримаємо у вигляді (2.1).

Вираз (2.1) є функціональною залежністю між радіальною деформа-

цією $f_{\text{ш}}$, радіальним навантаженням G_k і внутрішнім тиском в шині $p_{\text{ш}}$ з урахуванням властивостей шини у вигляді постійних коефіцієнтів p_0 , c_1 , c_2 . Наведена математична модель має безсумнівну перевагу, яке полягає в тому, що коефіцієнти p_0 , c_1 , c_2 визначаються з трьох дослідів, проведених при двох різних внутрішніх тисках [18]. Другим варіантом визначення цих коефіцієнтів може бути використання стандартів [18] або технічних даних виробника на шину.

Коефіцієнти p_0 , c_1 , c_2 залежать від ряду параметрів шини. Це зовнішній діаметр, ширина профілю шини, статичний радіус, мінімально допустимий тиск в шині, максимально допустиме навантаження при мінімально допустимому тиску, максимально допустимий тиск в шині, максимально допустиме навантаження при максимально допустимому тиску, посадковий діаметр шини і норма шаруватості:

$$p_0 = 16,7 \cdot n_c \cdot \sqrt{D/b - 1,4} - 28; \quad (2.17)$$

$$c_1 = \frac{(x_1^2 + x_2^2) \cdot (y_1 + y_2) - (x_1 + x_2) \cdot (x_1 \cdot y_1 + x_2 \cdot y_2)}{2 \cdot (x_1^2 + x_2^2) - (x_1 + x_2)^2}; \quad (2.18)$$

$$c_2 = \frac{2 \cdot (x_1 \cdot y_1 + x_2 \cdot y_2) - (x_1 + x_2) \cdot (y_1 + y_2)}{2 \cdot (x_1^2 + x_2^2) - (x_1 + x_2)^2}. \quad (2.19)$$

Коефіцієнти x_1 , x_2 , y_1 , y_2 визначаються залежностями:

$$x_1 = \frac{f_{\text{стн}}}{p_{\text{ш. min}} + p_0}; \quad x_2 = \frac{f_{\text{стн}}}{p_{\text{ш. max}} + p_0}; \quad y_1 = \frac{f_{\text{стн}}^2}{Q_{p \text{ min}}}; \quad y_2 = \frac{f_{\text{стн}}^2}{Q_{p \text{ max}}}, \quad (2.20)$$

де $f_{\text{стн}}$ – статичний прогин шини, м:

$$f_{\text{стн}} = \frac{D}{2} - r_c. \quad (2.21)$$

Таким чином, для моделювання шини необхідно знати її норму шаруватості n_c . Норма шаруватості є умовним показником і вказується тільки

ки для діагональних шин, які практично не застосовуються на тракторах сільськогосподарського значення, так як поступаються за характеристиками радіальним шинам.

Деяка еквівалентність нормі шаруватості присутня в маркуванні зірками, яка використовується для звичайних тракторних радіальних шин дюймової серії. Кількість зірок у маркуванні свідчить про номінальний (максимальний) тиск в шині при максимальному радіальному навантаженні: 1 зірка (*) – сільськогосподарська тракторна шина, розрахована на тиск 18 psi (120 кПа, 1 psi (lb/in²) – фунт на квадратний дюйм відповідає 6,89476 кПа), 2 зірки (**) – на 24 psi (160 кПа), 3 зірки (***) – 30 psi (210 кПа) і 4 зірки (****) в маркуванні – 36 psi (250 кПа). Кількість зірок у маркуванні, як і норма шаруватості, характеризує жорсткість каркаса.

З іншого боку, для радіальних шин метричної серії як критерій, що характеризує здатність навантаження і опосередковано норму шаруватості, використовується індекс навантаження. Якщо дві шини мають однаковий індекс навантаження, то у них однакова вантажопідйомність, але не обов'язково при однаковому внутрішньому тиску.

З огляду на, що показник норми шаруватості в технічних даних для радіальних шин не вказується, визначити коефіцієнти p_0 , c_1 , c_2 моделі тракторних шин можна в такий спосіб.

Для отримання рішення рівняння (2.14) в дійсній області необхідно виконання умови:

$$\left(\frac{c_2 \cdot G_k}{2 \cdot (p_{\text{ш}} + p_0)} \right)^2 + c_1 \cdot G_k \geq 0. \quad (2.22)$$

Коефіцієнти p_0 , c_1 , c_2 функціонально залежать від норми шаруватості. Підставивши їх у (2.22) з урахуванням (2.12 – 2.21) отримаємо громіздке рівняння щодо норми шаруватості n_c . Для його вирішення необхідно знати область, в якій буде моделюватися шина, і визначитися зі значеннями радіального навантаження G_k і внутрішнього тиску $p_{\text{ш}}$. Для статичної постановки задачі можна взяти досить обмежену область значень, характерних для експлуатації тракторних шин, при високих радіальних

навантаженнях у всьому інтервалі внутрішнього тиску. Для вирішення завдань динаміки область значень повинна включати всі можливі навантаження і деформації від найменших до допустимих і більше в усьому інтервалі внутрішнього тиску в шині. Такий підхід дозволяє використовувати математичну модель для будь-яких теоретичних досліджень. При розв'язанні (2.12) в якості радіального навантаження приймається мала величина G_k , яка дозволяє визначити норму шаруватості шини при малому значенні радіального прогину, обумовленого деформацією протектора $f_{\text{п}}$. Це цілком справедливо для тракторних шин, які працюють на відміну від автомобільних при великих відносних радіальних деформаціях, оскільки для них практично весь прогин на експлуатаційних режимах навантаження колеса відбувається за рахунок каркаса і зміни внутрішнього об'єму шини. У той же час при дуже малих відносних радіальних прогинах тракторна шина деформується в основному за рахунок протектора, а не каркаса. Тому норму шаруватості, отриману при розв'язанні (2.12) необхідно скорегувати на 5 – 6% в сторону зменшення. Це дозволить моделі працювати при дуже малих відносних радіальних деформаціях.

Частка деформації каркаса f_k при експлуатаційних навантаженнях в області допустимих значень радіального навантаження становить 90 – 98%. При навантаженні шини на 15% від допустимого навантаження частка деформації каркаса знижується до 80 – 90%.

Розглянемо в якості прикладу результати ідентифікації тракторної шини типорозміру 540/65 R30, випущеної під брендом Michelin.

В результаті розрахунків ідентифікована норма шаруватості $n_c = 4,585$ і коефіцієнт $k_F = 1,094$, отриманий з умови: $F_k = F_{\text{н}} = 1981 \text{ см}^2$. Показники тракторної шини Michelin 540/65 R30 в координатах тиск в шині ($p_{\text{ш}}$, атм) - радіальне навантаження (G_k , кН) наведено на рис. 2.2. Область значень внутрішнього тиску і радіального навантаження розділена лінією **1**, що з'єднує точки ($p_{\text{ш. min}}$; Q_{min}) і ($p_{\text{ш. max}}$; Q_{max}), на дві області **A** і **B** (див. рис. 2.2 (а)). В області **A** радіальне навантаження перевищує допустиме (шина перевантажена або недостатній внутрішній тиск).

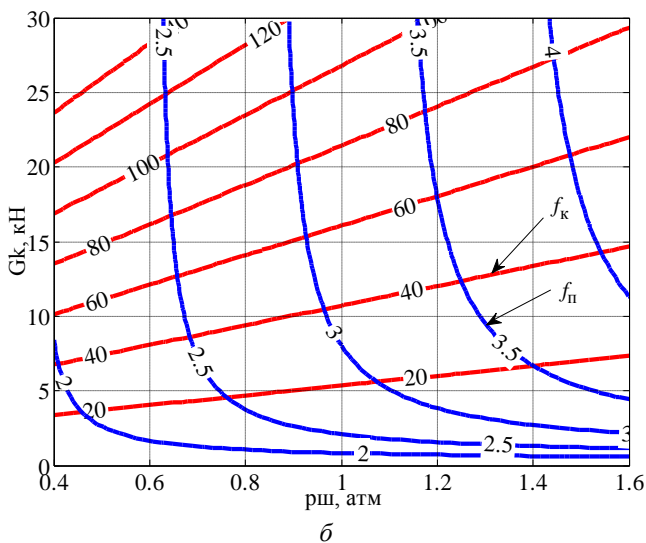
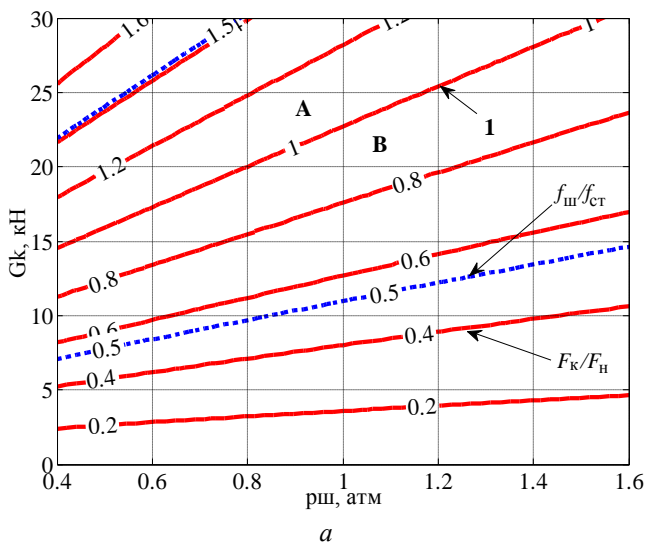


Рисунок 2.2 – Показники тракторної шини Michelin 540/65 R30:
 а – ізоліїї рівного прогину шини ($f_{\text{ш}}/f_{\text{ст}}$) і площі плями контакту (F_k/F_n);
 б – ізоліїї рівної деформації каркаса (f_k , мм) і протектора (f_n , мм).

У зоні **В** радіальне навантаження менше допустимого (шина недовантажена або внутрішній тиск більше необхідного). На лінії **1** (рис. 2.2 (а)) прогин шини дорівнює статичному ($f_{\text{ш}}/f_{\text{ст}} = 1$) і контурна площа плями контакту відповідає номінальній, заявленій виробником ($F_k/F_n = 1$). На рис. 2.2 (б) наведені абсолютні значення радіального прогину, викликані деформацією каркаса f_k і протектора $f_{\text{п}}$ шини. Прогин тракторної шини обумовлений, в основному, деформацією каркаса.

Таким чином, запропонований метод ідентифікації сільськогосподарських тракторних шин (в тому числі і категорій IF, VF) з використанням відомої математичної моделі В. Л. Бідермана [18], побудованій на універсальній навантажувальній характеристиці шини, дозволяє визначити коефіцієнти моделі для адекватного моделювання її взаємодії з жорсткою опорою у всьому діапазоні радіальних навантажень і внутрішнього тиску. Це дає можливість використовувати розглянуту математичну модель сільськогосподарських тракторних шин при вирішенні задач динаміки трактора.

2.3 Показники жорсткості тракторних шин

Жорсткість тракторних сільськогосподарських шин залежить, насамперед, від конструктивних параметрів шини, радіального навантаження і внутрішнього тиску в шині. Слід відзначити, що жорсткість шини нелінійно залежить як від радіального навантаження, так і внутрішнього тиску повітря в шині. Для визначення жорсткості шини скористаємося залежністю (2.15), взявши до уваги, що жорсткість є похідною радіального навантаження по радіальній деформації:

$$C_{\text{ш}} = \frac{dG_k}{df_{\text{ш}}} . \quad (2.23)$$

$$C_{\text{ш}} = \frac{2 \cdot f_{\text{ш}}}{c_1 + c_2 \cdot \frac{f_{\text{ш}}}{p_{\text{ш}} + p_0}} - \frac{c_2 \cdot f_{\text{ш}}^2}{(p_{\text{ш}} + p_0) \cdot \left(c_1 + c_2 \cdot \frac{f_{\text{ш}}}{p_{\text{ш}} + p_0} \right)} . \quad (2.24)$$

Розрахунок за формулою (2.24) дозволяє отримати значення жорсткості шини у вигляді універсальної характеристики залежно від радіального навантаження і тиску повітря в шині (рис. 2.3).

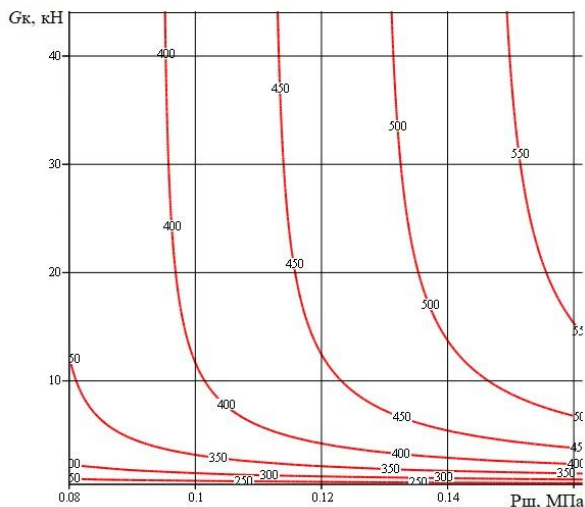


Рисунок 2.3 – Радіальна жорсткість шини (кН/м) залежно від радіального навантаження G_k і тиску повітря в шині $p_{ш}$

Таким чином, наведена математична модель [22 – 26] тракторної сільськогосподарської шини дає змогу реалізовувати задачі динаміки трактора з урахуванням конструкції шини, її показників та режиму роботи. Крім того можливий розгляд сучасних інноваційних шин світових виробників, а саме шин категорій IF та VF.

РОЗДІЛ 3. ПЛАВНІСТЬ РУХУ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА

На сьогоднішній день світові виробники галузі тракторобудування намагаються вирішити проблему збільшення об'ємів продукції сільсько-господарського призначення. Одним зі шляхів вирішення цієї проблеми є створення нових енергонасичених тракторів, модернізація конструкції яких покликана збільшити робочі швидкості. Проте дана модернізація веде до виникнення підвищених коливальних процесів в системі «грунт – колесо – силова установка», що, безумовно, призводить до зниження продуктивності, плавності руху, керованості та, як наслідок, погіршення якості виконання технологічних операцій.

Дослідження плавності руху є системо утворюючим процесом, причому як при створенні нової техніки, так і модернізації старої. Одним з напрямків покращення плавності руху самохідних машин є вдосконалення конструкції ходової системи, що напряму впливає на зниження величини зовнішніх впливів.

3.1 Коливальна схема трактора ХТЗ-150К

При аналізі плавності ходу виділяють наступні основні елементи конструкції, що визначають якість підресорювання трактора:

- підресорена частина, що включає всі агрегати, вузли і деталі, вага яких сприймається ресорами;
- безпружинні частини, які включають усі агрегати, вузли і деталі, вага яких не сприймається ресорами;
- підвіска, що представляє собою пристрій, що забезпечує передачу сил і моментів від коліс до підресореної частини і зменшення динамічних впливів на підресорену частину при русі по нерівних дорогах;
- шини – опорні еластичні елементи трактора, що забезпечують надійний контакт коліс з поверхнею дороги і пом'якшувальні динамічні дії з боку нерівностей дороги на безпружинні частини.

Підресорена частина колісного трактора включає раму, двигун, кузов і інші елементи. Всі складові елементи підресореною частини взаємно пов'язані еластичними прокладками, опорами і іншими пружними дета-

лями. Крім того, самі вони не є абсолютно жорсткими. Тому підресорена частина фактично являє собою сукупність декількох пружно пов'язаних мас. Однак пружні зв'язки між елементами підресореною частини і пружні деформації її елементів впливають на плавність ходу трактора в значно меншій мірі, ніж підвіска і шини. Тому в практиці розрахунків і експериментальних досліджень підресорювання колісних трактора ці чинники зазвичай не враховують і вважають, що підресорена частина являє собою однорідне абсолютно тверде фізичне тіло. Основними характеристиками його є величина маси, координати центру ваги, а також моменти інерції щодо осей, що проходять через центр ваги. Переміщення такого тіла в просторі може бути охарактеризоване лінійними переміщеннями його центра ваги і кутовими переміщеннями щодо цього ж центру.

До невідресорених частин трактора зазвичай відносять шини, колеса, колісні редуктори, осі коліс, провідні мости, частина деталей підвіски, рульового приводу і інше. Вага ресор, важелів направляючого пристрою, амортизаторів, тяг рульового приводу і карданного валу умовно ділять навпіл між підресореною і невідресореною частинами. При аналізі плавності ходу зазвичай нехтують пружними деформаціями і зв'язками деталей безпружинних мас, а також порівняно невеликими моментами інерції цих мас щодо координатних осей, що проходять через їх центри тяжіння. При розрахунках підресорювання колісних тракторів умовно вважають, що безпружинні частини являють собою однорідне абсолютно тверде фізичне тіло малих розмірів, тобто зосереджену в одній точці масу, центр ваги якої розташовується на осі обертання коліс. Внаслідок цього переміщення безпружинних мас будуть відповідати переміщенням осі коліс.

Динамічний вплив від нерівностей дороги до підресореною частини передаються через підвіску трактора, яка складається з трьох основних частин: пружного елемента (ресори), гасителя коливань (амортизатора) і направляючого пристрою.

Пружний елемент в підвісці служить для зменшення динамічного впливу, що передається на озов машини від нерівностей дороги через шини та безпружинні частини.

При складанні розрахункової моделі приймаємо такі припущення і спрощення:

1. Трактор симетричний щодо поздовжньої вертикальній площині, що дозволяє використовувати плоску модель (пружні зв'язку по бортах об'єднуються), а маса умовно розділяється на підресорену і безпружинну. До підресореної маси відносяться маси мостів трактора, а до підресореною – маси всіх вузлів і агрегатів, які сприймаються підвіскою.

2. Пружними зв'язками між окремими агрегатами трактора нехтуємо. Підресорена маса трактора розглядається як одне ціле абсолютно жорстке тіло.

3. В якості розрахункової маси остова приймаємо експлуатаційну масу трактора.

4. Вагова навантаження по бортах розподілена рівномірно.

5. Пружні та демпфуючі елементи розглядаємо у вигляді без масової моделі, враховуємо тільки їх піддатливість і коефіцієнти демпфірування.

6. Піддатливість і коефіцієнти демпфірування вважаємо постійними, тобто приймаємо лінійні характеристики пружних і демпфуючих елементів.

7. Вважаємо, що трактор рухається прямолінійно, з постійною швидкістю, рух відбувається по нормалі до змінювання профілем опорної поверхні, тобто профіль змінюється синхронно під колесами бортів.

8. Вважаємо, що контакт шини з опорною поверхнею точковий, шина котиться без відриву від опорної поверхні, тобто точно відтворює нерівності опорної поверхні.

9. Вважаємо, що всі сили діють в поздовжньої вертикальній площині.

10. Горизонтальними складовими сил опору руху нехтуємо як величинами другого порядку малості.

11. Розглядаємо коливання остову в межах малих відхилень; профіль опорної поверхні вважаємо гармонійним, діє детерміноване обурення.

12. Відзначимо, що для даної системи, яка досліджується коефіцієнт демпфірування амортизатору K_{a2} дорівнює нулю, тому що задній міст трактора жорстко з'єднано з остовом трактора; окрім того жорсткість ресори C_{p2} має максимально можливе значення.

Основою для створення математичної моделі підвіски є наведення диференціальних рівнянь, які описують процеси в підвісці за допомогою

складання коливальної схеми, зображеної на рис. 3.1.

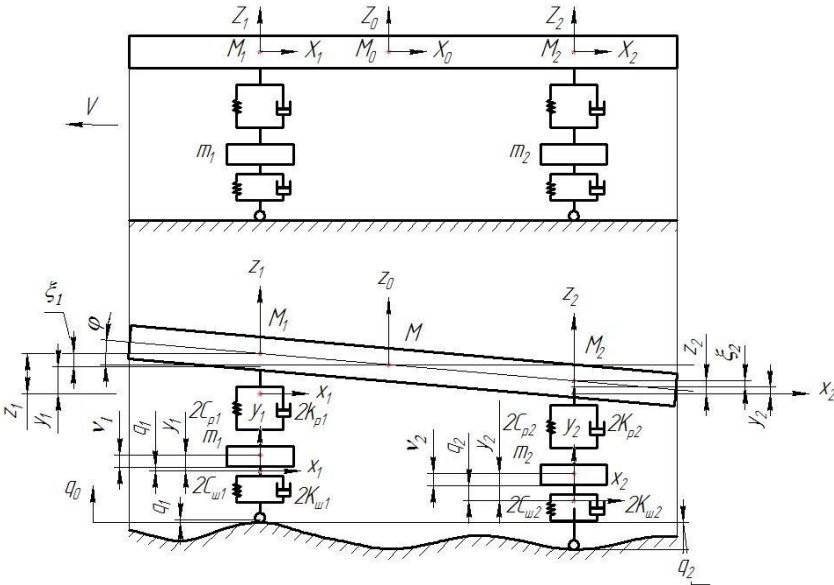


Рисунок 3.1 – Коливальна схема колісного трактора

Для складання математичної моделі коливань досліджуваної системи скористаємося основним способом, який базується на рівнянні Лагранжа 2-го роду. Рівняння складаються для кожної маси входить в розрахунок систему і мають такий вигляд:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = \Sigma Q_i, \quad (3.1)$$

де q_i – узагальнена координата;

T – кінетична енергія;

Π – потенціальна енергія;

Φ – дисипативна функція Релея;

Q_i – зовнішнє обурення.

Для складання математичної моделі коливань досліджуваної систе-

ми скористаємося основним способом, який базується на рівнянні Лагранжа 2-го роду [3]. Рівняння складаються для кожної маси, що входять в розрахункову систему.

Запишемо рівняння енергії:

$$T = \frac{1}{2} \cdot (M_0 \cdot \dot{z}_0^2 + M_0 \cdot \rho^2 \cdot \dot{\phi}^2 + m_1 \cdot \dot{y}_1^2 + m_2 \cdot \dot{y}_2^2); \quad (3.2)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \cdot (2 \cdot C_{p1} \cdot \zeta_1^2 + 2 \cdot C_{p2} \cdot \zeta_2^2 + 2 \cdot C_{u1} \cdot \nu_1^2 + 2 \cdot C_{u2} \cdot \nu_2^2); \quad (3.3)$$

$$\Phi = \frac{1}{2} \cdot (2 \cdot K_{a1} \cdot \dot{\zeta}_1^2 + 2 \cdot K_{a2} \cdot \dot{\zeta}_2^2 + 2 \cdot K_{u1} \cdot \dot{\nu}_1^2 + 2 \cdot K_{u2} \cdot \dot{\nu}_2^2), \quad (3.4)$$

де M_0 – вага трактора; z_0 – переміщення центру мас остову; $\frac{M_0 \cdot \rho^2}{2}$ – момент інерції; ϕ – кут нахилу остову; m_1 та m_2 – маса переднього та заднього мостів; y_1 та y_2 – переміщення переднього та заднього мостів; C_{p1} та C_{p2} – жорсткість передньої та задньої підвіски; ζ_1 та ζ_2 – деформація передньої та задньої підвіски; C_{u1} та C_{u2} – жорсткість шин переднього та заднього мостів; ν_1 та ν_2 – деформація шин переднього та заднього мостів; K_{a1} та K_{a2} – коефіцієнт демпфірування амортизаторів; K_{u1} та K_{u2} – коефіцієнт демпфірування шин.

З урахуванням зв'язку узагальнених і надлишкових координат рівняння енергії матимуть вигляд

$$T = \frac{1}{2} \cdot \left[M_0 \cdot \left(\frac{\dot{z}_1 \cdot l_2 + \dot{z}_2 \cdot l_1}{L} \right)^2 + M_0 \cdot \rho^2 \cdot \left(\frac{\dot{z}_1 - \dot{z}_2}{L} \right)^2 + m_1 \cdot \dot{y}_1^2 + m_2 \cdot \dot{y}_2^2 \right];$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \cdot \left[2 \cdot C_{p1} \cdot (z_1 - y_1)^2 + 2 \cdot C_{p2} \cdot (z_2 - y_2)^2 + 2 \cdot C_{u1} \cdot (y_1 - q_1(t))^2 + 2 \cdot C_{u2} \cdot (y_2 - q_2(t))^2 \right]; \quad (3.5)$$

$$\Phi = \frac{1}{2} \cdot \left[2 \cdot K_{a1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{y}_1)^2 + 2 \cdot K_{a2} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{y}_2)^2 + 2 \cdot K_{u1} \cdot (\dot{y}_1 - \dot{q}_1(t))^2 + 2 \cdot K_{u2} \cdot (\dot{y}_2 - \dot{q}_2(t))^2 \right].$$

де z_1 та z_2 – переміщення остова в зоні переднього та заднього мо-

стів;

l_1 та l_2 – відстані від центру мас до переднього та заднього мостів;

$q_1(t)$ та $q_2(t)$ – висоти нерівностей дорожнього мікропрофіля.

Взявши відповідні похідні по координатах z_1, z_2, y_1, y_2 можна отримати рівняння руху у вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{M_0}{L^2} \cdot (l_2^2 + \rho^2) \cdot \ddot{z}_1 + \frac{M_0}{L^2} \cdot (l_2 \cdot l_1 - \rho^2) \cdot \ddot{z}_2 + 2 \cdot K_{a1} \cdot \dot{z}_1 + 2 \cdot C_{p1} \cdot z_1 - \\ - 2 \cdot K_{a1} \cdot \dot{y}_1 - 2 \cdot C_{p1} \cdot y_1 = 0; \\ \frac{M_0}{L^2} \cdot (l_1^2 + \rho^2) \cdot \ddot{z}_2 + \frac{M_0}{L^2} \cdot (l_2 \cdot l_1 - \rho^2) \cdot \ddot{z}_1 + 2 \cdot K_{a2} \cdot \dot{z}_2 + 2 \cdot C_{p2} \cdot z_2 - \\ - 2 \cdot K_{a2} \cdot \dot{y}_2 - 2 \cdot C_{p2} \cdot y_2 = 0; \\ m_1 \cdot \ddot{y}_1 + (2 \cdot K_{a1} + 2 \cdot K_{u1}) \cdot \dot{y}_1 + (2 \cdot C_{p1} + 2 \cdot C_{u1}) \cdot y_1 - 2 \cdot K_{a1} \cdot \dot{z}_1 - \\ - 2 \cdot C_{p1} \cdot z_1 = 2 \cdot K_{u1} \cdot \dot{q}_1(t) + 2 \cdot C_{u1} \cdot q_1(t); \\ m_2 \cdot \ddot{y}_2 + (2 \cdot K_{a2} + 2 \cdot K_{u2}) \cdot \dot{y}_2 + (2 \cdot C_{p2} + 2 \cdot C_{u2}) \cdot y_2 - 2 \cdot K_{a2} \cdot \dot{z}_2 - \\ - 2 \cdot C_{p2} \cdot z_2 = 2 \cdot K_{u2} \cdot \dot{q}_2(t) + 2 \cdot C_{u2} \cdot q_2(t). \end{array} \right. \quad (3.6)$$

Отримана система є громіздкою при обробці. Так як більшість систем підресорювання прагнуть зробити квазісиметричними, розглянемо варіант симетричної системи.

$$\rho^2 = l_1 \cdot l_2;$$

$$\frac{M_0}{L^2} \cdot (l_2 \cdot l_1 - \rho^2) = \frac{M_0}{L^2} \cdot (l_2 \cdot l_1 - l_2 \cdot l_1) = 0;$$

$$\frac{M_0}{L^2} \cdot (l_2^2 + \rho^2) = \frac{M_0}{L^2} \cdot (l_2^2 + l_2 \cdot l_1) = \frac{M_0}{(l_2 + l_1)^2} \cdot l_2 \cdot (l_2 + l_1) = \frac{M_0}{L^2} \cdot l_2 = M_1;$$

$$\frac{M_0}{L^2} \cdot (l_1^2 + \rho^2) = \frac{M_0}{L^2} \cdot (l_1^2 + l_2 \cdot l_1) = \frac{M_0}{(l_2 + l_1)^2} \cdot l_1 \cdot (l_1 + l_2) = \frac{M_0}{L^2} \cdot l_1 = M_2.$$

Зробимо відповідні перетворення і розділимо рівняння:

- по координаті z_1 на M_1 ;
- по координаті z_2 на M_2 ;
- по координаті y_1 на m_1 ;
- по координаті y_2 на m_2 .

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{z}_1 + \frac{2 \cdot K_{a1}}{M_1} \cdot \dot{z}_1 + \frac{2 \cdot C_{p1}}{M_1} \cdot z_1 - \frac{2 \cdot K_{a1}}{M_1} \cdot \dot{y}_1 - \frac{2 \cdot C_{p1}}{M_1} \cdot y_1 = 0; \\ \ddot{z}_2 + \frac{2 \cdot K_{a2}}{M_2} \cdot \dot{z}_2 + \frac{2 \cdot C_{p2}}{M_2} \cdot z_2 - \frac{2 \cdot K_{a2}}{M_2} \cdot \dot{y}_1 - \frac{2 \cdot C_{p2}}{M_2} \cdot y_2 = 0; \\ \ddot{y}_1 + \frac{2 \cdot K_{a1} + 2 \cdot K_{u1}}{m_1} \cdot \dot{y}_1 + \frac{2 \cdot C_{p1} + 2 \cdot C_{u1}}{m_1} \cdot y_1 - \frac{2 \cdot K_{a1}}{m_1} \cdot \dot{z}_1 - \\ - \frac{2 \cdot C_{p1}}{m_1} \cdot z_1 = \frac{2 \cdot K_{u1}}{m_1} \cdot \dot{q}_1(t) + \frac{2 \cdot C_{u1}}{m_1} \cdot q_1(t); \\ \ddot{y}_2 + \frac{2 \cdot K_{a2} + 2 \cdot K_{u2}}{m_2} \cdot \dot{y}_2 + \frac{2 \cdot C_{p2} + 2 \cdot C_{u2}}{m_2} \cdot y_2 - \frac{2 \cdot K_{a2}}{m_2} \cdot \dot{z}_2 - \\ - \frac{2 \cdot C_{p2}}{m_2} \cdot z_2 = \frac{2 \cdot K_{u2}}{m_2} \cdot \dot{q}_2(t) + \frac{2 \cdot C_{u2}}{m_2} \cdot q_2(t). \end{array} \right.$$

Введемо умовні позначення для парціальних частот, парціальних коефіцієнтів демпфірування і парціальних коефіцієнтів зв'язку. Значення парціальних частот і коефіцієнтів зв'язку наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Парціальні частоти і коефіцієнти зв'язку

Найменування коефіцієнта	Вертикальні коливання остову		Вертикальні коливання мостів	
	Передня частина	Задня частина	Передній міст	Задній міст
Парціальний коефіцієнт демпфірування	$2h_{z1} = \frac{2 \cdot K_{a1}}{M_1}$	$2h_{z2} = \frac{2 \cdot K_{a2}}{M_2}$	$2h_{y1} = \frac{2 \cdot K_{a1} + 2 \cdot K_{u1}}{m_1}$	$2h_{y2} = \frac{2 \cdot K_{a2} + 2 \cdot K_{u2}}{m_2}$
Парціальна частота	$\omega_{z1}^2 = \frac{2 \cdot C_{p1}}{M_1}$	$\omega_{z2}^2 = \frac{2 \cdot C_{p2}}{M_2}$	$\omega_{y1}^2 = \frac{2 \cdot C_{p1} + 2 \cdot C_{u1}}{m_1}$	$\omega_{y2}^2 = \frac{2 \cdot C_{p2} + 2 \cdot C_{u2}}{m_2}$
Парціальний коефіцієнт зв'язку:				
- по демпфіруванню	$2n_{z1} = \frac{2 \cdot K_{a1}}{M_1}$	$2n_{z2} = \frac{2 \cdot K_{a2}}{M_2}$	$2n_{y1} = \frac{2 \cdot K_{a1}}{m_1}$	$2n_{y2} = \frac{2 \cdot K_{a2}}{m_2}$
- по пружності	$\eta_{z1} = \frac{2 \cdot C_{p1}}{M_1}$	$\eta_{z2} = \frac{2 \cdot C_{p2}}{M_2}$	$\eta_{y1} = \frac{2 \cdot C_{p1}}{m_1}$	$\eta_{y2} = \frac{2 \cdot C_{p2}}{m_2}$
Парціальний коефіцієнт зовнішнього впливу:				
- по демпфіруванню	$2n_{u1} = \frac{2 \cdot K_{u1}}{m_1}$		$2n_{u2} = \frac{2 \cdot K_{u2}}{m_2}$	
- по пружності	$\omega_{u1}^2 = \frac{2 \cdot C_{u1}}{m_1}$		$\omega_{u2}^2 = \frac{2 \cdot C_{u2}}{m_2}$	

З урахуванням прийнятих позначень система рівнянь прийме вигляд:

$$\begin{cases} \ddot{z}_1 + 2h_{z1} \cdot \dot{z}_1 + \omega_{z1}^2 \cdot z_1 - 2n_{z1} \cdot \dot{y}_1 - \eta_{z1} \cdot y_1 = 0; \\ \ddot{z}_2 + 2h_{z2} \cdot \dot{z}_2 + \omega_{z2}^2 \cdot z_2 - 2n_{z2} \cdot \dot{y}_2 - \eta_{z2} \cdot y_2 = 0; \\ \ddot{y}_1 + 2h_{y1} \cdot \dot{y}_1 + \omega_{y1}^2 \cdot y_1 - 2n_{y1} \cdot \dot{z}_1 - \eta_{y1} \cdot z_1 = 2n_{u1} \cdot \dot{q}_1(t) + \omega_{u1}^2 \cdot q_1(t); \\ \ddot{y}_2 + 2h_{y2} \cdot \dot{y}_2 + \omega_{y2}^2 \cdot y_2 - 2n_{y2} \cdot \dot{z}_2 - \eta_{y2} \cdot z_2 = 2n_{u2} \cdot \dot{q}_2(t) + \omega_{u2}^2 \cdot q_2(t). \end{cases}$$

У разі симетричної системи підресорювання чотири рівняння утворюють дві підсистеми кожна з яких описує рух передньої або задньої частини автомобіля.

Це дозволяє розглядати окремо коливання передньої або задньої частини автомобіля. При цьому немає необхідності виражати $q_1(t)$ і $q_2(t)$ через рух центру мас системи, що досліджується.

Система рівнянь, що описує рух передньої частини трактора:

$$\begin{cases} \ddot{z}_1 + 2h_{z1} \cdot \dot{z}_1 + \omega_{z1}^2 \cdot z_1 - 2n_{z1} \cdot \dot{y}_1 - \eta_{z1} \cdot y_1 = 0; \\ \ddot{y}_1 + 2h_{y1} \cdot \dot{y}_1 + \omega_{y1}^2 \cdot y_1 - 2n_{y1} \cdot \dot{z}_1 - \eta_{y1} \cdot z_1 = 2n_{u1} \cdot \dot{q}_1(t) + \omega_{u1}^2 \cdot q_1(t). \end{cases} \quad (3.7)$$

Система рівнянь, що описує рух задньої частини трактора:

$$\begin{cases} \ddot{z}_2 + \omega_{z2}^2 \cdot z_2 - \eta_{z2} \cdot y_2 = 0; \\ \ddot{y}_2 + 2h_{y2} \cdot \dot{y}_2 + \omega_{y2}^2 \cdot y_2 - \eta_{y2} \cdot z_2 = 2n_{u2} \cdot \dot{q}_2(t) + \omega_{u2}^2 \cdot q_2(t). \end{cases} \quad (3.8)$$

Запишемо рівняння в операторній формі:

а) для передньої частини:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_1 &\rightarrow S^2 z_1(S); & \dot{z}_1 &\rightarrow S z_1(S); & z_1 &\rightarrow z_1(S); \\ \ddot{y}_1 &\rightarrow S^2 y_1(S); & \dot{y}_1 &\rightarrow S y_1(S); & y_1 &\rightarrow y_1(S); \\ \dot{q}_1(t) &\rightarrow S q_1(S); & q_1(t) &\rightarrow q_1(S). \end{aligned}$$

Підставивши введені позначення в рівняння і зробивши перетворення, одержимо:

$$\begin{cases} (S^2 + 2h_{z1} \cdot S + \omega_{z1}^2) \cdot z_1(S) - (2n_{z1} \cdot S + \eta_{z1}) \cdot y_1(S) = 0; \\ -(2n_{y1} \cdot S + \eta_{y1}) \cdot z_1(S) + (S^2 + 2h_{y1} \cdot S + \omega_{y1}^2) \cdot y_1(S) = (2n_{u1} \cdot S + \omega_{u1}^2) \cdot q_1(S). \end{cases}$$

На основі отриманої системи рівнянь складається визначник, який використовується для отримання виразу передавальної функції, а потім комплексної передавальної функції за досліджуваною координатою.

Передавальна функція по координаті z_I :

$$W_{z1}(S) = \frac{z_1(S)}{q_1(S)} = \frac{(2n_{z1} \cdot S + \eta_{z1}) \cdot (2n_{u1} \cdot S + \omega_{u1}^2)}{(S^2 + 2h_{z1} \cdot S + \omega_{z1}^2) \cdot (S^2 + 2h_{y1} \cdot S + \omega_{y1}^2) - (2n_{z1} \cdot S + \eta_{z1}) \cdot (2n_{y1} \cdot S + \eta_{y1})}.$$

Передавальна функція по координаті y_I :

$$W_{y1}(S) = \frac{y_1(S)}{q_1(S)} = \frac{(S^2 + 2h_{z1} \cdot S + \omega_{z1}^2) \cdot (2n_{u1} \cdot S + \omega_{u1}^2)}{(S^2 + 2h_{z1} \cdot S + \omega_{z1}^2) \cdot (S^2 + 2h_{y1} \cdot S + \omega_{y1}^2) - (2n_{z1} \cdot S + \eta_{z1}) \cdot (2n_{y1} \cdot S + \eta_{y1})}.$$

Проводимо заміну S на $(j\omega)$, тоді передавальної функції матиме вигляд:

- по координаті z_I :

$$W_{z1}(j\omega) = \frac{z_1(j\omega)}{q_1(j\omega)} = \frac{(2n_{z1} \cdot (j\omega) + \eta_{z1}) \cdot (2n_{u1} \cdot (j\omega) + \omega_{u1}^2)}{((j\omega)^2 + 2h_{z1} \cdot (j\omega) + \omega_{z1}^2) \cdot ((j\omega)^2 + 2h_{y1} \cdot (j\omega) + \omega_{y1}^2) - (2n_{z1} \cdot (j\omega) + \eta_{z1}) \cdot (2n_{y1} \cdot (j\omega) + \eta_{y1})}.$$

- по координаті y_I :

$$W_{y1}(j\omega) = \frac{y_1(j\omega)}{q_1(j\omega)} = \frac{((j\omega)^2 + 2h_{z1} \cdot (j\omega) + \omega_{z1}^2) \cdot (2n_{u1} \cdot (j\omega) + \omega_{u1}^2)}{((j\omega)^2 + 2h_{z1} \cdot (j\omega) + \omega_{z1}^2) \cdot ((j\omega)^2 + 2h_{y1} \cdot (j\omega) + \omega_{y1}^2) - (2n_{z1} \cdot (j\omega) + \eta_{z1}) \cdot (2n_{y1} \cdot (j\omega) + \eta_{y1})}.$$

Модуль комплексної передавальної функції по координаті z_I має вигляд:

$$|W_{z1}(i\omega)| = \sqrt{\operatorname{Re}_{z1}(\omega)^2 + \operatorname{Im}_{z1}(\omega)^2}.$$

Модуль комплексної передавальної функції по координаті y_I має вигляд:

$$|W_{y1}(i\omega)| = \sqrt{\operatorname{Re}_{y1}(\omega)^2 + \operatorname{Im}_{y1}(\omega)^2}.$$

Максимальне переміщення передньої частини остова:

$$z_{1\max} = q_o \cdot |W_{z1}(i\omega)|.$$

Максимальне прискорення передньої частини остова:

$$\ddot{z}_{1\max} = q_o \cdot \omega^2 \cdot |W_{z1}(i\omega)|.$$

Максимальне переміщення переднього моста:

$$y_{1\max} = q_o \cdot |W_{y1}(i\omega)|.$$

б) для задньої частини:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_2 &\rightarrow S^2 z_2(S); & \dot{z}_2 &\rightarrow S z_2(S); & z_2 &\rightarrow z_2(S); \\ \ddot{y}_2 &\rightarrow S^2 y_2(S); & \dot{y}_2 &\rightarrow S y_2(S); & y_2 &\rightarrow y_2(S); \\ \dot{q}_2(t) &\rightarrow S q_2(S); & q_2(t) &\rightarrow q_2(S). \end{aligned}$$

Підставивши введені позначення в рівняння і зробивши перетворення, одержимо:

$$\begin{cases} (S^2 + 2h_{z_2} \cdot S + \omega_{z_2}^2) \cdot z_2(S) - (2n_{z_2} \cdot S + \eta_{z_2}) \cdot y_2(S) = 0; \\ -(2n_{y_2} \cdot S + \eta_{y_2}) \cdot z_2(S) + (S^2 + 2h_{y_2} \cdot S + \omega_{y_2}^2) \cdot y_2(S) = (2n_{u2} \cdot S + \omega_{u2}^2) \cdot q_2(S). \end{cases}$$

На основі отриманої системи рівнянь складається визначник, який використовується для отримання виразу передавальної функції, а потім комплексної передавальної функції за досліджуваною координатою.

Передавальна функція по координаті z_2 :

$$W_{z_2}(S) = \frac{z_2(S)}{q_2(S)} = \frac{(2n_{z_2} \cdot S + \eta_{z_2}) \cdot (2n_{u2} \cdot S + \omega_{u2}^2)}{(S^2 + 2h_{z_2} \cdot S + \omega_{z_2}^2) \cdot (S^2 + 2h_{y_2} \cdot S + \omega_{y_2}^2) - (2n_{z_2} \cdot S + \eta_{z_2}) \cdot (2n_{y_2} \cdot S + \eta_{y_2})}.$$

Передавальна функція по координаті y_2 :

$$W_{y_2}(S) = \frac{y_2(S)}{q_2(S)} = \frac{(S^2 + 2h_{z_2} \cdot S + \omega_{z_2}^2) \cdot (2n_{u2} \cdot S + \omega_{u2}^2)}{(S^2 + 2h_{z_2} \cdot S + \omega_{z_2}^2) \cdot (S^2 + 2h_{y_2} \cdot S + \omega_{y_2}^2) - (2n_{z_2} \cdot S + \eta_{z_2}) \cdot (2n_{y_2} \cdot S + \eta_{y_2})}.$$

Проводимо заміну S на $(j\omega)$, тоді передавальної функції матиме вигляд:

- по координаті z_2 :

$$W_{z_2}(i\omega) = \frac{z_2(i\omega)}{q_2(i\omega)} = \frac{(2n_{z_2} \cdot (i\omega) + \eta_{z_2}) \cdot (2n_{u2} \cdot (i\omega) + \omega_{u2}^2)}{((i\omega)^2 + 2h_{z_2} \cdot (i\omega) + \omega_{z_2}^2) \cdot ((i\omega)^2 + 2h_{y_2} \cdot (i\omega) + \omega_{y_2}^2) - (2n_{z_2} \cdot (i\omega) + \eta_{z_2}) \cdot (2n_{y_2} \cdot (i\omega) + \eta_{y_2})}.$$

- по координаті y_2 :

$$W_{y_2}(i\omega) = \frac{y_2(j\omega)}{q_2(i\omega)} = \frac{((i\omega)^2 + 2h_{z_2} \cdot (i\omega) + \omega_{z_2}^2) \cdot (2n_{u2} \cdot (i\omega) + \omega_{u2}^2)}{((i\omega)^2 + 2h_{z_2} \cdot (i\omega) + \omega_{z_2}^2) \cdot ((i\omega)^2 + 2h_{y_2} \cdot (i\omega) + \omega_{y_2}^2) - (2n_{z_2} \cdot (i\omega) + \eta_{z_2}) \cdot (2n_{y_2} \cdot (i\omega) + \eta_{y_2})}.$$

Модуль комплексної передавальної функції по координаті z_2 має вигляд:

$$|W_{z2}(i\omega)| = \sqrt{\operatorname{Re}_{z2}(\omega)^2 + \operatorname{Im}_{z2}(\omega)^2}.$$

Модуль комплексної передавальної функції по координаті y_2 має вигляд:

$$|W_{y2}(i\omega)| = \sqrt{\operatorname{Re}_{y2}(\omega)^2 + \operatorname{Im}_{y2}(\omega)^2}.$$

Максимальне переміщення передньої частини остова:

$$z_{2\max} = q_o \cdot |W_{z2}(i\omega)|.$$

Максимальне прискорення передньої частини остова:

$$\ddot{z}_{2\max} = q_o \cdot \omega^2 \cdot |W_{z2}(i\omega)|.$$

Максимальне переміщення переднього моста:

$$y_{2\max} = q_o \cdot |W_{y2}(i\omega)|.$$

3.2 Дослідження деформації підвіски і шин

З урахуванням зв'язку узагальнених і надлишкових координат рівняння енергії матимуть вигляд:

$$\begin{aligned} T = \frac{1}{2} \cdot \left[M_0 \cdot \left(\frac{(\dot{\zeta}_1 + \dot{v}_1 + \dot{q}_1(t)) \cdot l_2 + (\dot{\zeta}_2 + \dot{v}_2 + \dot{q}_2(t)) \cdot l_2}{L} \right)^2 + \right. \\ \left. + M_0 \cdot \rho^2 \cdot \left(\frac{(\dot{\zeta}_2 + \dot{v}_2 + \dot{q}_2(t)) - (\dot{\zeta}_1 + \dot{v}_1 + \dot{q}_1(t)) \dot{z}_2}{L} \right)^2 + \right. \\ \left. + m_1 \cdot (\dot{v}_1 + \dot{q}_1(t))^2 + m_2 \cdot (\dot{v}_2 + \dot{q}_2(t))^2 \right]; \end{aligned}$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \cdot \left[2 \cdot C_{p1} \cdot \zeta_1^2 + 2 \cdot C_{p2} \cdot \zeta_2^2 + 2 \cdot C_{u1} \cdot v_1^2 + 2 \cdot C_{u2} \cdot v_2^2 \right];$$

$$\Phi = \frac{1}{2} \cdot \left[2 \cdot K_{a1} \cdot \dot{\zeta}_1^2 + 2 \cdot K_{a2} \cdot \dot{\zeta}_2^2 + 2 \cdot K_{u1} \cdot \dot{v}_1^2 + 2 \cdot K_{u2} \cdot \dot{v}_2^2 \right].$$

Взявши відповідні похідні по координатах $\zeta_1, \zeta_2, v_1, v_2$ можна отримати рівняння руху у вигляді:

$$\begin{cases} \frac{M_0}{L^2} \cdot (l_2^2 + \rho^3) \cdot \ddot{\zeta}_1 + 2 \cdot K_{a1} \cdot \dot{\zeta}_1 + 2 \cdot C_{p1} \cdot \zeta_1 + \frac{M_0}{L^2} \cdot (l_2^2 + \rho^3) \cdot \ddot{v}_1 = -\frac{M_0}{L^2} \cdot (l_2^2 + \rho^3) \cdot \ddot{q}_1(t); \\ \frac{M_0}{L^2} \cdot (l_1^2 + \rho^3) \cdot \ddot{\zeta}_2 + 2 \cdot K_{a2} \cdot \dot{\zeta}_2 + 2 \cdot C_{p2} \cdot \zeta_2 + \frac{M_0}{L^2} \cdot (l_1^2 + \rho^3) \cdot \ddot{v}_2 = -\frac{M_0}{L^2} \cdot (l_1^2 + \rho^3) \cdot \ddot{q}_2(t); \\ \left(\frac{M_0}{L^2} \cdot (l_2^2 + \rho^3) + m_1 \right) \cdot \ddot{v}_1 + 2 \cdot K_{u1} \cdot \dot{v}_1 + 2 \cdot C_{u1} \cdot v_1 + \frac{M_0}{L^2} \cdot (l_2^2 + \rho^3) \cdot \ddot{\zeta}_1 = -\left(\frac{M_0}{L^2} \cdot (l_2^2 + \rho^3) + m_1 \right) \cdot \ddot{q}_1(t); \\ \left(\frac{M_0}{L^2} \cdot (l_1^2 + \rho^3) + m_2 \right) \cdot \ddot{v}_2 + 2 \cdot K_{u2} \cdot \dot{v}_2 + 2 \cdot C_{u2} \cdot v_2 + \frac{M_0}{L^2} \cdot (l_1^2 + \rho^3) \cdot \ddot{\zeta}_2 = -\left(\frac{M_0}{L^2} \cdot (l_1^2 + \rho^3) + m_2 \right) \cdot \ddot{q}_2(t). \end{cases} \quad (3.7)$$

Отримана система є громіздкою при обробці. Так як більшість систем підресорювання прагнуть зробити квазісиметричними, розглянемо варіант симетричної системи. Для ідеального випадку умова симетрії $\varepsilon = I$.

$$\rho^2 = l_1 \cdot l_2;$$

$$\frac{M_0}{L^2} \cdot (l_2 \cdot l_1 - \rho^2) = \frac{M_0}{L^2} \cdot (l_2 \cdot l_1 - l_2 \cdot l_1) = 0;$$

$$\frac{M_0}{L^2} \cdot (l_2^2 + \rho^2) = \frac{M_0}{L^2} \cdot (l_2^2 + l_2 \cdot l_1) = \frac{M_0}{(l_2 + l_1)^2} \cdot l_2 \cdot (l_2 + l_1) = \frac{M_0}{L^2} \cdot l_2 = M_1;$$

$$\frac{M_0}{L^2} \cdot (l_1^2 + \rho^2) = \frac{M_0}{L^2} \cdot (l_1^2 + l_2 \cdot l_1) = \frac{M_0}{(l_2 + l_1)^2} \cdot l_1 \cdot (l_1 + l_2) = \frac{M_0}{L^2} \cdot l_1 = M_2.$$

Зробимо відповідні перетворення і розділимо рівняння:

- по координаті ζ_1 на M_1 ;
- по координаті ζ_2 на M_2 ;
- по координаті v_1 на M_1+m_1 ;
- по координаті v_2 на M_2+m_2 .

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{\zeta}_1 + \frac{2 \cdot K_{a1}}{M_1} \cdot \dot{\zeta}_1 + \frac{2 \cdot C_{p1}}{M_1} \cdot \zeta_1 + \frac{M_1}{M_1} \cdot \ddot{v}_1 = -\ddot{q}_1(t); \\ \ddot{\zeta}_2 + \frac{2 \cdot K_{a2}}{M_2} \cdot \dot{\zeta}_2 + \frac{2 \cdot C_{p2}}{M_2} \cdot \zeta_2 + \frac{M_2}{M_2} \cdot \ddot{v}_2 = -\ddot{q}_2(t); \\ \ddot{v}_1 + \frac{2 \cdot K_{u1}}{(M_1+m_1)} \cdot \dot{v}_1 + \frac{2 \cdot C_{u1}}{(M_1+m_1)} \cdot v_1 + \frac{M_1}{(M_1+m_1)} \cdot \ddot{\zeta}_1 = -\ddot{q}_1(t); \\ \ddot{v}_2 + \frac{2 \cdot K_{u2}}{(M_2+m_2)} \cdot \dot{v}_2 + \frac{2 \cdot C_{u2}}{(M_2+m_2)} \cdot v_2 + \frac{M_2}{(M_2+m_2)} \cdot \ddot{\zeta}_2 = -\ddot{q}_2(t). \end{array} \right.$$

Введемо умовні позначення для парціальних частот, парціальних коефіцієнтів демпфірування і парціальних коефіцієнтів зв'язку. Значення парціальних частот і коефіцієнтів зв'язку наведені в табл. 3.2.

З урахуванням прийнятих позначень система рівнянь прийме вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{\zeta}_1 + 2h_{\zeta_1} \cdot \dot{\zeta}_1 + \omega_{\zeta_1}^2 \cdot \zeta_1 + v_{\zeta_1} \cdot \ddot{v}_1 = -\ddot{q}_1(t); \\ \ddot{\zeta}_2 + 2h_{\zeta_2} \cdot \dot{\zeta}_2 + \omega_{\zeta_2}^2 \cdot \zeta_2 + v_{\zeta_2} \cdot \ddot{v}_2 = -\ddot{q}_2(t); \\ \ddot{v}_1 + 2h_{v_1} \cdot \dot{v}_1 + \omega_{v_1}^2 \cdot v_1 + v_{v_1} \cdot \ddot{\zeta}_1 = -\ddot{q}_1(t); \\ \ddot{v}_2 + 2h_{v_2} \cdot \dot{v}_2 + \omega_{v_2}^2 \cdot v_2 + v_{v_2} \cdot \ddot{\zeta}_2 = -\ddot{q}_2(t). \end{array} \right.$$

У разі симетричної системи підресорювання чотири рівняння утворюють дві підсистеми, які описує рух передньої або задньої частини.

Це дозволяє розглядати окремо коливання передньої або задньої частини автомобіля. При цьому немає необхідності виражати $q_1(t)$ та $q_2(t)$ через рух центру мас системи, що досліджується.

Таблиця 3.2 – Парціальні частоти і коефіцієнти зв'язку

Найменування коефіцієнта	Деформація підвіски		Деформація шин	
	Передня підвіска	Задня підвіска	Переднього моста	Заднього моста
Парціальний коефіцієнт демпфірування	$2h_{\zeta_1} = \frac{2 \cdot K_{a1}}{M_1}$	$2h_{\zeta_2} = \frac{2 \cdot K_{a2}}{M_2}$	$2h_{v1} = \frac{2 \cdot K_{u1}}{M_1 + m_1}$	$2h_{v2} = \frac{2 \cdot K_{u2}}{M_2 + m_2}$
Парціальна частота	$\omega_{\zeta_1}^2 = \frac{2 \cdot C_{p1}}{M_1}$	$\omega_{\zeta_2}^2 = \frac{2 \cdot C_{p2}}{M_2}$	$\omega_{v1}^2 = \frac{2 \cdot C_{u1}}{M_1 + m_1}$	$\omega_{v2}^2 = \frac{2 \cdot C_{u2}}{M_2 + m_2}$
Інерційний парціальний коефіцієнт зв'язку	$\nu_{\zeta_1} = \frac{M_1}{M_1}$	$\nu_{\zeta_2} = \frac{M_2}{M_2}$	$\nu_{v1} = \frac{M_1}{M_1 + m_1}$	$\nu_{v2} = \frac{M_2}{M_2 + m_2}$

Система рівнянь що описують рух передньої частини автомобіля:

$$\begin{cases} \ddot{\zeta}_1 + 2h_{\zeta_1} \cdot \dot{\zeta}_1 + \omega_{\zeta_1}^2 \cdot \zeta_1 + \nu_{\zeta_1} \cdot \ddot{v}_1 = -\ddot{q}_1(t); \\ \ddot{v}_1 + 2h_{v_1} \cdot \dot{v}_1 + \omega_{v_1}^2 \cdot v_1 + \nu_{v_1} \cdot \ddot{\zeta}_1 = -\ddot{q}_1(t). \end{cases} \quad (3.8)$$

Система рівнянь що описують рух задньої частини автомобіля:

$$\begin{cases} \ddot{\zeta}_2 + 2h_{\zeta_2} \cdot \dot{\zeta}_2 + \omega_{\zeta_2}^2 \cdot \zeta_2 + \nu_{\zeta_2} \cdot \ddot{v}_2 = -\ddot{q}_2(t); \\ \ddot{v}_2 + 2h_{v_2} \cdot \dot{v}_2 + \omega_{v_2}^2 \cdot v_2 + \nu_{v_2} \cdot \ddot{\zeta}_2 = -\ddot{q}_2(t). \end{cases} \quad (3.9)$$

Запишемо рівняння в операторній формі:

а) для передньої частини:

$$\begin{aligned} \ddot{\zeta}_1 &\rightarrow S^2 \zeta_1(S); & \dot{\zeta}_1 &\rightarrow S \zeta_1(S); & \zeta_1 &\rightarrow \zeta_1(S); \\ \ddot{v}_1 &\rightarrow S^2 v_1(S); & \dot{v}_1 &\rightarrow S v_1(S); & v_1 &\rightarrow v_1(S); \\ \ddot{q}_1(t) &\rightarrow S^2 q_1(S). \end{aligned}$$

Підставивши введені позначення в рівняння і зробивши перетворення, одержимо:

$$\begin{cases} (S^2 + 2h_{\zeta_1} \cdot S + \omega_{\zeta_1}^2) \cdot \zeta_1(S) + S^2 \cdot v_1(S) = -S^2 \cdot q_1(S); \\ (S^2 + 2h_{v_1} \cdot S + \omega_{v_1}^2) \cdot v_1(S) + \nu_{v_1} \cdot S^2 \cdot \zeta_1(S) = -S^2 \cdot q_1(S). \end{cases}$$

На основі отриманої системи рівнянь складається визначник, який використовується для отримання виразу передавальної функції, а потім комплексної передавальної функції по досліджуваній координаті.

Передавальна функція по координаті ζ_1 :

$$W_{\zeta_1}(S) = \frac{\zeta_1(S)}{q_1(S)} = \frac{-S^2 \cdot (S^2 + 2h_{v_1} \cdot S + \omega_{v_1}^2) + S^4}{(S^2 + 2h_{\zeta_1} \cdot S + \omega_{\zeta_1}^2) \cdot (S^2 + 2h_{v_1} \cdot S + \omega_{v_1}^2) - \nu_{v_1} \cdot S^4}.$$

Передавальна функція по координаті ν_I :

$$W_{\nu_I}(S) = \frac{\nu_I(S)}{q_I(S)} = \frac{-S^2 \cdot (S^2 + 2h_{\zeta_1} \cdot S + \omega_{\zeta_1}^2) + \nu_{\nu_I} \cdot S^4}{(S^2 + 2h_{\zeta_1} \cdot S + \omega_{\zeta_1}^2) \cdot (S^2 + 2h_{\nu_I} \cdot S + \omega_{\nu_I}^2) - \nu_{\nu_I} \cdot S^4}.$$

Проводимо заміну S на $(j\omega)$, тоді передавальної функції матиме вигляд:

– по координаті ζ_I :

$$W_{\zeta_1}(j\omega) = \frac{\zeta_I(j\omega)}{q_I(j\omega)} = \frac{-(j\omega)^2 \cdot ((j\omega)^2 + 2h_{\nu_I} \cdot (j\omega) + \omega_{\nu_I}^2) + (j\omega)^4}{((j\omega)^2 + 2h_{\zeta_1} \cdot (j\omega) + \omega_{\zeta_1}^2) \cdot ((j\omega)^2 + 2h_{\nu_I} \cdot (j\omega) + \omega_{\nu_I}^2) - \nu_{\nu_I} \cdot (j\omega)^4};$$

– по координаті ν_I :

$$W_{\nu_I}(j\omega) = \frac{\nu_I((j\omega))}{q_I((j\omega))} = \frac{-(j\omega)^2 \cdot ((j\omega)^2 + 2h_{\zeta_1} \cdot (j\omega) + \omega_{\zeta_1}^2) + \nu_{\nu_I} \cdot (j\omega)^4}{((j\omega)^2 + 2h_{\zeta_1} \cdot (j\omega) + \omega_{\zeta_1}^2) \cdot ((j\omega)^2 + 2h_{\nu_I} \cdot (j\omega) + \omega_{\nu_I}^2) - \nu_{\nu_I} \cdot (j\omega)^4}.$$

Модуль комплексної передавальної функції по координаті ζ_I має вигляд:

$$|W_{\zeta_1}(j\omega)| = \sqrt{\text{Re}_{\zeta_1}(\omega)^2 + \text{Im}_{\zeta_1}(\omega)^2}.$$

Модуль комплексної передавальної функції по координаті ν_I і має вигляд:

$$|W_{\nu_I}(j\omega)| = \sqrt{\text{Re}_{\nu_I}(\omega)^2 + \text{Im}_{\nu_I}(\omega)^2}.$$

Максимальна деформація передньої підвіски:

$$\zeta_{1\max} = q_o \cdot |W_{\zeta 1}(j\omega)|.$$

Максимальна деформація шин переднього моста:

$$\nu_{1\max} = q_o \cdot |W_{\nu 1}(j\omega)|.$$

б) для задньої частини:

$$\begin{aligned}\ddot{\zeta}_2 &\rightarrow S^2 \zeta_2(S); & \dot{\zeta}_2 &\rightarrow S \zeta_2(S); & \zeta_2 &\rightarrow \zeta_2(S); \\ \dot{\nu}_2 &\rightarrow S^2 \nu_2(S); & \dot{\nu}_2 &\rightarrow S \nu_2(S); & \nu_2 &\rightarrow \nu_2(S); \\ \ddot{q}_2(t) &\rightarrow S^2 q_2(S) ..\end{aligned}$$

Підставивши введені позначення в рівняння і зробивши перетворення, одержимо:

$$\begin{cases} (S^2 + 2h_{\zeta 2} \cdot S + \omega_{\zeta 2}^2) \cdot \zeta_2(S) + S^2 \cdot \nu_2(S) = -S^2 \cdot q_2(S); \\ (S^2 + 2h_{\nu 2} \cdot S + \omega_{\nu 2}^2) \cdot \nu_2(S) + \nu_{\nu 2} \cdot S^2 \cdot \zeta_2(S) = -S^2 \cdot q_2(S). \end{cases}.$$

На основі отриманої системи рівнянь складається визначник, який використовується для отримання виразу передавальної функції, а потім комплексної передавальної функції по досліджуваній координаті.

Передавальна функція по координаті ζ_2 :

$$W_{\zeta 2}(S) = \frac{\zeta_2(S)}{q_2(S)} = \frac{-S^2 \cdot (S^2 + 2h_{\nu 2} \cdot S + \omega_{\nu 2}^2) + S^4}{(S^2 + 2h_{\zeta 2} \cdot S + \omega_{\zeta 2}^2) \cdot (S^2 + 2h_{\nu 2} \cdot S + \omega_{\nu 2}^2) - \nu_{\nu 2} \cdot S^4}.$$

Передавальна функція по координаті ν_2 :

$$W_{\nu 2}(S) = \frac{\nu_2(S)}{q_2(S)} = \frac{-S^2 \cdot (S^2 + 2h_{\zeta 2} \cdot S + \omega_{\zeta 2}^2) + \nu_{\nu 2} \cdot S^4}{(S^2 + 2h_{\zeta 2} \cdot S + \omega_{\zeta 2}^2) \cdot (S^2 + 2h_{\nu 2} \cdot S + \omega_{\nu 2}^2) - \nu_{\nu 2} \cdot S^4}.$$

Проводимо заміну S на $(j\omega)$, тоді передавальної функції матиме вигляд:

– по координаті ζ_2 :

$$W_{\zeta_2}(j\omega) = \frac{\zeta_2(j\omega)}{q_2(j\omega)} = \frac{-(j\omega)^2 \cdot ((j\omega)^2 + 2h_{\zeta_2} \cdot (j\omega) + \omega_{\zeta_2}^2) + (j\omega)^4}{((j\omega)^2 + 2h_{\zeta_2} \cdot (j\omega) + \omega_{\zeta_2}^2) \cdot ((j\omega)^2 + 2h_{\nu_2} \cdot (j\omega) + \omega_{\nu_2}^2) - \nu_{\nu_2} \cdot (j\omega)^4};$$

– по координаті ν_2 :

$$W_{\nu_2}(j\omega) = \frac{\nu_2(j\omega)}{q_2(j\omega)} = \frac{-(j\omega)^2 \cdot ((j\omega)^2 + 2h_{\zeta_2} \cdot (j\omega) + \omega_{\zeta_2}^2) + \nu_{\nu_2} \cdot (j\omega)^4}{((j\omega)^2 + 2h_{\zeta_2} \cdot (j\omega) + \omega_{\zeta_2}^2) \cdot ((j\omega)^2 + 2h_{\nu_2} \cdot (j\omega) + \omega_{\nu_2}^2) - \nu_{\nu_2} \cdot (j\omega)^4}.$$

Модуль комплексної передавальної функції по координаті ζ_2 має вигляд:

$$|W_{\zeta_2}(j\omega)| = \sqrt{\text{Re}_{\zeta_2}(\omega)^2 + \text{Im}_{\zeta_2}(\omega)^2}.$$

Модуль комплексної передавальної функції по координаті ν_2 має вигляд:

$$|W_{\nu_2}(j\omega)| = \sqrt{\text{Re}_{\nu_2}(\omega)^2 + \text{Im}_{\nu_2}(\omega)^2}.$$

Максимальна деформація задньої підвіски:

$$\zeta_{2\max} = q_o \cdot |W_{\zeta_2}(j\omega)|.$$

Максимальна деформація шин заднього моста:

$$\nu_{2\max} = q_o \cdot |W_{\nu_2}(j\omega)|.$$

3.3 Моделювання мікропрофілю дорожньої поверхні

Формування мікропрофілю поверхні, по якій експлуатується колісний трактор, визначається під впливом багатьох факторів (це, насамперед, властивості покриття, інтенсивність руху трактору та інше) [27].

Аналітичним шляхом визначення зміна мікропрофілю відбувається при обчисленні випадкової функції, яка залежить від координат усередненої площини, відносно якої змінюється висота нерівностей.

Статистичними характеристиками поверхні полотна шляху будуть кореляційні функції [28]:

$$R_q(l) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{2x} \int_{-N}^N q(x) \cdot q(x+l) dx; \quad (3.10)$$

$$R_\psi(l) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{2x} \int_{-N}^N \psi(x) \cdot \psi(x+l) dx, \quad (3.11)$$

де $R_q(l)$ та $R_\psi(l)$ – кореляційні функції повздожніх та поперечних перетин мікропрофіля;

q – ординати середнього перерізу;

ψ – кут нахилу поперечного перетину.

Відомо, що нормовані кореляційні функції ординат середнього перетину апроксимуються за наступними виразами:

$$R(\tau) = D \cdot e^{-\alpha|\tau|}; \quad (3.12)$$

$$R(\tau) = D \cdot e^{-\alpha|\tau|} \cdot \cos(\beta \cdot \tau); \quad (3.13)$$

$$R(\tau) = \begin{cases} D \cdot (A_1 \cdot e^{-\alpha_1|\tau|} + A_2 \cdot e^{-\alpha_2|\tau|} \cdot \cos(\beta \cdot \tau)); \\ A_1 + A_2 = 1; \end{cases} \quad (3.14)$$

$$R(\tau) = \begin{cases} D \cdot (A_1 \cdot e^{-\alpha_1|\tau|} + A_2 \cdot e^{-\alpha_2|\tau|} + A_3 \cdot e^{-\alpha_3|\tau|} \cdot \cos(\beta \cdot \tau)); \\ A_1 + A_2 + A_3 = 1, \end{cases} \quad (3.15)$$

де D – дисперсія висот нерівностей поверхні;

α, β – коефіцієнти кореляції.

На рис. 3.2 наведено графіки нормованої функції кореляції в залеж-

ності від вибору функції.

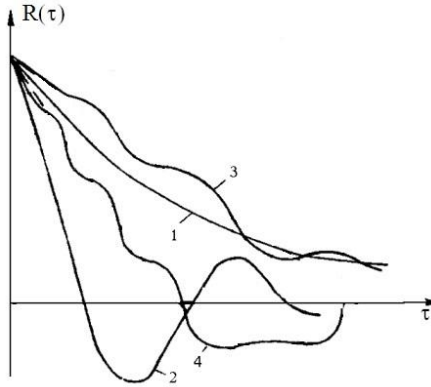


Рисунок 3.2 – Нормовані функції кореляції:

1 – з рівняння (3.12); 2 – з рівняння (3.13); 3 – з рівняння (3.14);
4 – з рівняння (3.15)

Спектральна щільність – це найбільш повна характеристика збурень, що діють на самохідну машину. Застосовуючи перетворення Фур'є, наведемо спектральну щільність для нормованих кореляційних функцій.

$$S(\omega) = D \cdot \frac{2 \cdot \alpha}{\omega^2 + \alpha^2}; \quad (3.16)$$

$$S(\omega) = D \cdot \frac{2 \cdot \alpha \cdot (\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2)}{\omega^4 + 2 \cdot (\alpha^2 - \beta^2) \cdot \omega^2 + (\alpha^2 + \beta^2)^2}; \quad (3.17)$$

$$S(\omega) = D \cdot \left(\frac{2 \cdot A_1 \cdot \alpha_1}{\omega^2 + \alpha_1^2} + \frac{2 \cdot A_2 \cdot \alpha_2 \cdot (\omega^2 + \alpha_2^2 + \beta^2)}{\omega^4 + 2 \cdot (\alpha_2^2 - \beta^2) \cdot \omega^2 + (\alpha_2^2 + \beta^2)^2} \right); \quad (3.18)$$

$$S(\omega) = D \cdot \left(\frac{2 \cdot A_1 \cdot \alpha_1}{\omega^2 + \alpha_1^2} + \frac{2 \cdot A_2 \cdot \alpha_2}{\omega^2 + \alpha_2^2} + \frac{2 \cdot A_3 \cdot \alpha_3 \cdot (\omega^2 + \alpha_3^2 + \beta^2)}{\omega^4 + 2 \cdot (\alpha_3^2 - \beta^2) \cdot \omega^2 + (\alpha_3^2 + \beta^2)^2} \right). \quad (3.19)$$

На рис. 3.3 наведено криві кореляційних функцій (3.13) та спектральних щільностей (3.17) при експлуатації на асфальтобетонній, ґрунтовій

поверхнях та на стерні колосових культур.

За допомогою генерації білого шуму будуватиметься випадкова функція $q(t)$, яка описує висоти нерівностей за відомими методами [31 – 32]. Суть цих методів зводиться до формування диференційного рівняння

$$T_1^2 \cdot \ddot{q}(t) + T_2 \cdot \dot{q}(t) + q(t) = K_\zeta \cdot \zeta(t), \quad (3.20)$$

де T_1 та T_2 – сталі часу, які формують функцію $q(t)$ при подачі на його вхід білого шуму $\zeta(t)$;

K_ζ – коефіцієнт підсилення.

Оскільки колісний трактор ХТЗ-150К виконує транспортні та технологічні операції, то цілком доцільно визначити випадкову функцію $q(t)$ для таких поверхонь, як асфальтобетонної, ґрунтової доріг та стерні колосових культур.

В табл. 3.3 зведено значення сталих часу T_1 та T_2 , а також коефіцієнта підсилення K_ζ для наведених поверхонь. Проте необхідно відмітити, що в ході даного дослідження колісний трактор ХТЗ-150К виконуватиме транспортні роботи на асфальтобетонній поверхні (при швидкості 42 км/год), технологічні – на ґрунтовій поверхні (при швидкості 12,8 та 21,5 км/год) та на стерні колосових культур (при швидкості 7,2 км/год). На основі даних з табл. 3.3 будуватиметься на рис. 3.4 випадковий мікропрофіль відповідної поверхні.

Таблиця 3.3 – Значення сталих часу T_1 та T_2 , а також коефіцієнта підсилення K_ζ

Тип поверхні	Швидкість	T_1	T_2	K_ζ
асфальтобетонна	42	0,175	0,147	0,395
ґрунтова	21,5	0,133	0,114	0,948
ґрунтова	12,8	0,225	0,184	1,23
стерня колосових культур	7,2	0,308	0,238	1,69

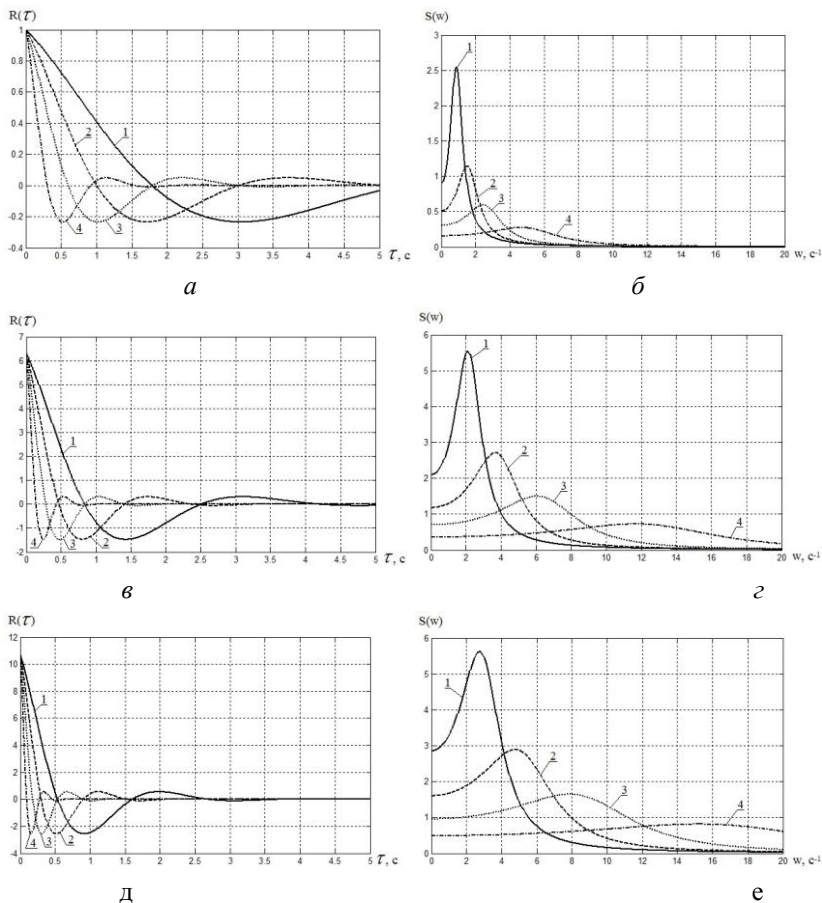
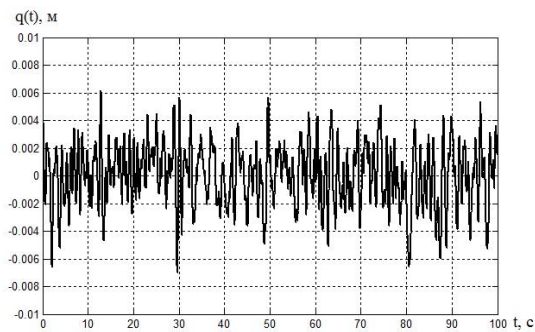
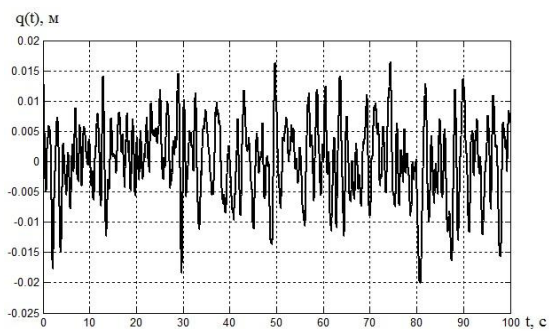


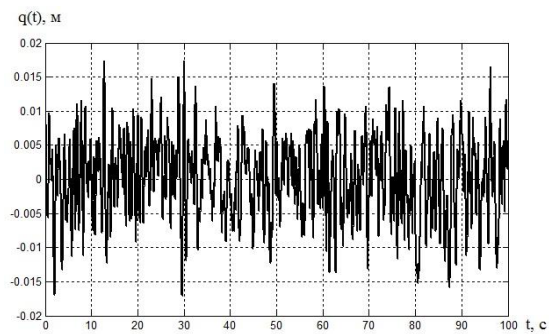
Рисунок 3.3 – Криві кореляційних функцій та спектральних щільностей:
а, б – асфальтобетонна поверхня; *в, з* – ґрунтова поверхня; *д, е* – сте-
 рня колосових культур; 1 – швидкість 7,2 км/год; 2 – швидкість
 12,8 км/год; 3 – швидкість 21,5 км/год; 4 – швидкість 42 км/год



a



b



c

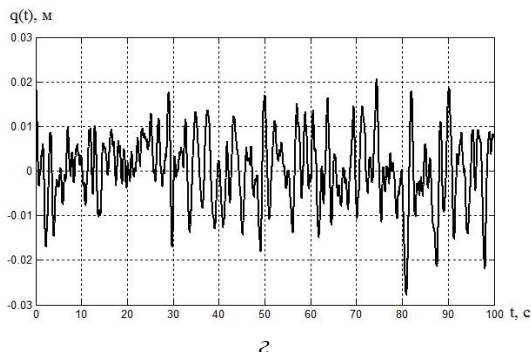


Рисунок 3.4 – Реалізація випадкового мікропрофіля дороги:
a – асфальтобетонна поверхня; *б, в* – ґрунтова поверхня; *г* – стерня
 колосових культур

3.4 Оцінка плавності руху колісного трактора

При оцінюванні плавності руху самохідної машини від впливу нерівностей необхідно проаналізувати значення дисперсії вертикальних переміщень та прискорень остову трактора [33]

$$\sigma_z^2 = \frac{1}{\pi} \cdot \int_0^{\infty} S_z(\omega) d\omega; \quad (3.21)$$

$$\sigma_{\ddot{z}}^2 = \frac{1}{\pi} \cdot \int_0^{\infty} S_{\ddot{z}}(\omega) d\omega. \quad (3.22)$$

На рис. 3.5 наведено спектральну щільність амплітуд та дисперсію вертикальних переміщень та прискорень передньої та задньої частин остову самохідної машини, на прикладі колісного трактора ХТЗ-150К.

В табл. 3.4 наведено значення дисперсії вертикальних переміщень та прискорень остову колісного трактора ХТЗ-150К при експлуатації по різним поверхням.

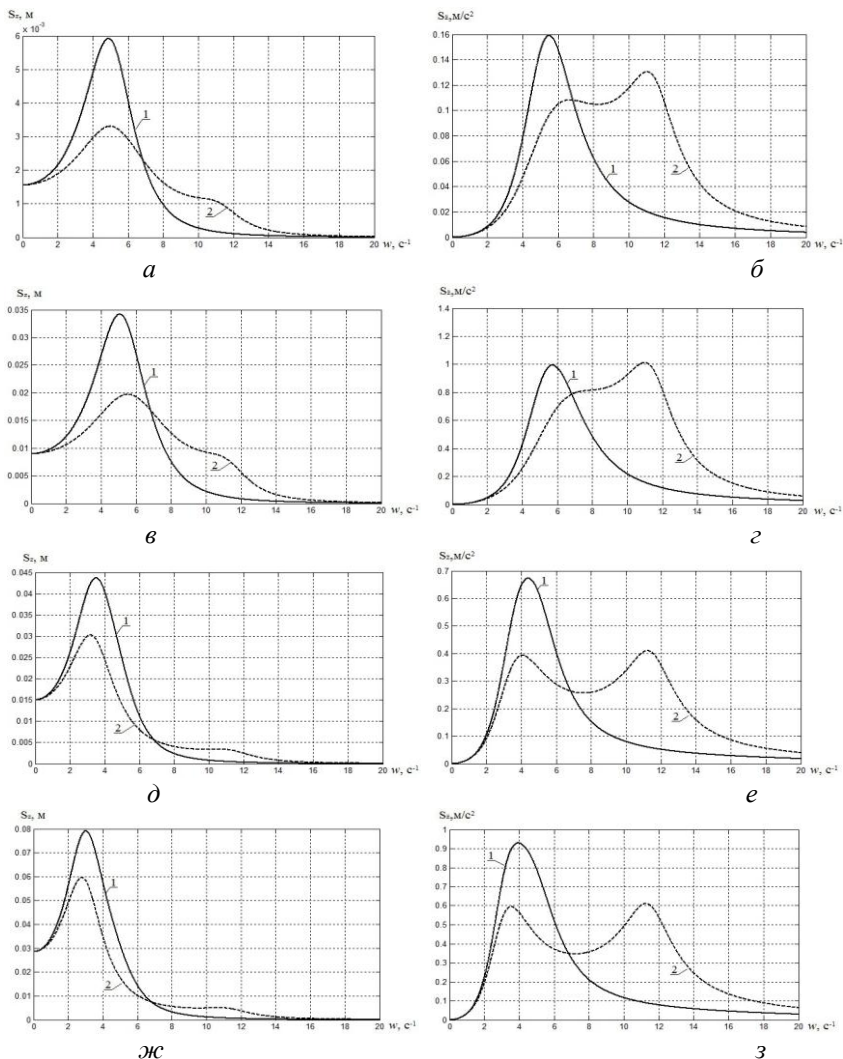


Рисунок 3.5 – Спектральна щільність амплітуд вертикальних переміщень та прискорень передньої та задньої частин остоу трактора ХТЗ-150К:
 а, б – для асфальтобетонної поверхні, швидкість 42 км/год; в, г – для ґрунтової поверхні, швидкість 21,5 км/год; д, е – для ґрунтової поверхні, швидкість 12,8 км/год; з – для стерні колосових культур, швидкість 7,2 км/год; 1 – передня частина; 2 – задня частина остову

Таблиця 3.4 – Значення дисперсії вертикальних переміщень та прискорень остоу

Тип поверхні	V, км/год	σ_{z1} , м	σ_{z1} , м/с ²	σ_{z2} , м	σ_{z2} , м/с ²
		Передня частина остоу		Задня частина остоу	
асфальтобетонна	42	0,09	0,48	0,09	0,6
грунтова	21,5	0,23	1,25	0,23	1,63
грунтова	12,8	0,24	0,99	0,22	1,14
стерня	7,2	0,31	1,2	0,29	1,4

На основі даних з табл. 3.4 можна стверджувати про те, що максимальне значення дисперсії вертикальних переміщень остоу (як передньої, так і задньої частин) спостерігається при експлуатації трактора на поверхні стерня колосових культур. А максимальне прискорення остоу трактора при експлуатації на ґрунтовій поверхні зі швидкістю ($V = 21,5$ км/год).

РОЗДІЛ 4. ПЛАВНІСТЬ РУХУ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ ЗА ПРИНЦИПОМ ДАЛАМБЕРА

4.1 Обґрунтування та опис розрахункової моделі вертикальних та поздовжньо-кутових коливань машино-тракторного агрегату

При складанні розрахункової моделі приймаємо наступні допущення й спрощення [34 – 37]:

- машино-тракторний агрегат симетричний щодо поздовжньої вертикальної площини, що дозволяє використати плоску модель (пружні зв'язки по бортах поєднуються), а маса умовно розділяється на підресорену й непідресорену. До непідресореної маси відносяться маси мостів машино-тракторного агрегату, а до підресореного – маси всіх вузлів і агрегатів, сприйманих підвіскою;

- пружними зв'язками між окремими агрегатами машино-тракторного агрегату зневажаємо. Підресорена маса розглядається як одне ціле абсолютно тверде тіло;

- за розрахункову масу остову приймаємо експлуатаційну масу машино-тракторного агрегату;

- вагове навантаження по бортах розподілене рівномірно;

- пружні та елементи, що демпфірують, розглядаємо у вигляді без масової моделі, враховуємо піддатливість і коефіцієнти демпфірування;

- вважаємо, що машино-тракторний агрегат рухається прямолінійно, з постійною швидкістю, рух відбувається по нормалі до профілю опорної поверхні, що змінюється, тобто профіль міняється синхронно під колісами правого та лівого бортів. Такий режим руху є несприятливим з точки зору зовнішнього впливу на машино-тракторний агрегат;

- вважаємо, що контакт шини з опорною поверхнею крапковий, шина котиться без відриву від опорної поверхні, тобто точно відтворює нерівності опорної поверхні;

- вважаємо, що всі сили діють у поздовжній вертикальній та поздовжній горизонтальній площині;

- розглядаємо коливання остову в межах малих відхилень.

Схема розрахункової моделі представлена на рис. 4.1.

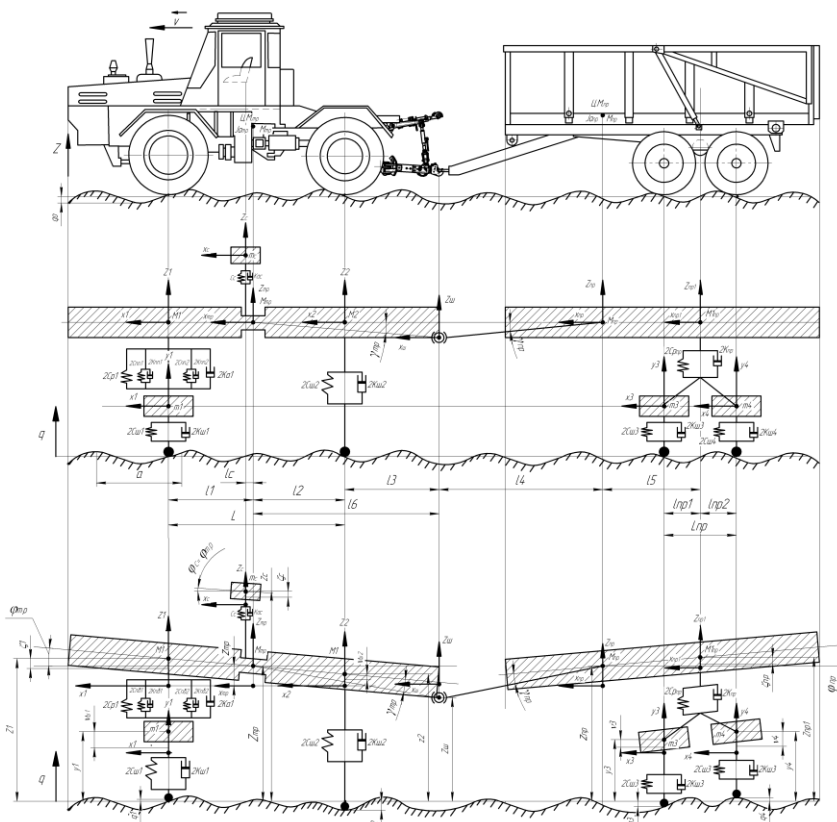


Рисунок 4.1 – Розрахункова плоска модель машино-тракторного агрегату

4.2 Математична модель коливань машино-тракторного агрегату

Для виводу основних залежностей, використовуваних для одержання закону руху машино-тракторного агрегату й побудови частотних характеристик досліджуваної коливальної системи скористаємося принципом Даламбера, що ґрунтується на прикладанні до кожної маси системи зовнішніх сил, реакцій зв'язків і сил інерції. Рівняння складаються для кож-

ної маси, що входить до розрахункової системи.

Вертикальні сили, що діють на сидіння водія трактора наведені на рис. 4.2, та визначаються за формулами

– сила ваги сидіння

$$G_C = m_C \cdot g, \quad (4.1)$$

де m_C – вага сидіння водія трактора;

g – прискорення вільного падіння.

– сила інерції, що діє на сидіння водія трактора

$$F_{ис} = m_C \cdot \ddot{Z}_C, \quad (4.2)$$

де \ddot{Z}_C – вертикальне прискорення маси сидіння водія трактора.

– сила, що створюється амортизатором підвіски сидіння водія трактора

$$F_{ac} = K_{ac} \cdot \dot{\zeta}_C, \quad (4.3)$$

де K_{ac} – коефіцієнт демпфування амортизатора підвіски сидіння водія трактора;

$\dot{\zeta}_C$ – швидкість деформації підвіски сидіння водія трактора.

– сила, що створюється пружним елементом підвіски сидіння водія трактора

$$F_{pc} = C_C \cdot \zeta_C, \quad (4.4)$$

де C_C – жорсткість пружного елементу підвіски сидіння водія трактора;

ζ_C – деформація підвіски сидіння водія трактора.

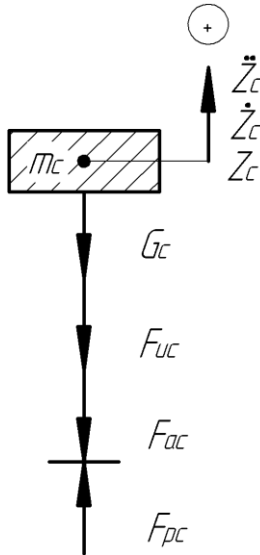


Рисунок 4.2 – Схема вертикальних сил, що діють на сидіння водія трактора

Вертикальні сили, що діють на остов трактора наведені на рис. 4.3, та визначаються за формулами

– сила ваги остову трактора

$$G_{M_{\text{тр}}} = M_{\text{тр}} \cdot g, \quad (4.5)$$

де $M_{\text{тр}}$ – вага остову трактора.

– сила інерції, що діє на остов трактора

$$F_{uzM_{\text{тр}}} = M_{\text{тр}} \cdot \ddot{Z}_{\text{тр}}, \quad (4.6)$$

де $\ddot{Z}_{\text{тр}}$ – вертикальне прискорення центру мас остова трактора.

– сила, що створюється амортизатором передньої підвіски трактора

$$F_{a1} = 2 \cdot K_{a1} \cdot \dot{z}_1, \quad (4.7)$$

де K_{a1} – коефіцієнт демпфування амортизатора передньої підвіски трактора;

$\dot{\zeta}_1$ – швидкість деформації передньої підвіски трактора.

– сила, що створюється пружним елементом передньої підвіски трактора

$$F_{p1} = 2 \cdot C_{p1} \cdot \dot{\zeta}_1, \quad (4.8)$$

де C_{p1} – жорсткість пружного елемента передньої підвіски трактора;

ζ_1 – деформація передньої підвіски трактора.

– сила, що створюється за рахунок демпфування в пневматичних пружних елементах передньої підвіски трактора

$$F_{an61} = 2 \cdot K_{an61} \cdot \dot{\zeta}_{n61}, \quad (4.9)$$

$$F_{an62} = 2 \cdot K_{an62} \cdot \dot{\zeta}_{n62}, \quad (4.10)$$

де K_{an61} та K_{an62} – коефіцієнт демпфування першого та другого пневматичного пружного елемента передньої підвіски трактора, відповідно;

$\dot{\zeta}_{n61}$ та $\dot{\zeta}_{n62}$ – швидкість деформації першого та другого пневматичного пружного елемента передньої підвіски трактора.

– сила, що створюється пневматичними пружними елементами передньої підвіски трактора

$$F_{pn61} = 2 \cdot C_{pn61} \cdot \zeta_{n61}, \quad (4.11)$$

$$F_{pn62} = 2 \cdot C_{pn62} \cdot \zeta_{n62}, \quad (4.12)$$

де C_{pn61} та C_{pn62} – жорсткість першого та другого пневматичного пружного елемента передньої підвіски трактора, відповідно;

ζ_{n61} та ζ_{n62} – деформації першого та другого пневматичного пружного елемента передньої підвіски трактора.

– сила, що створюється за рахунок демпфування в пневматичних шинах заднього моста трактора

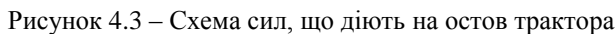
де $K_{ш2}$ – коефіцієнт демпфування пневматичних шин коліс заднього моста трактора;

– сила, що створюється пневматичними шинами коліс заднього моста трактора

де $C_{ш2}$ – жорсткість пневматичних шин коліс заднього моста трактора;

– момент інерції, що діє на остов трактора

де $J_{0\text{тр}}$ – приведений до центру мас момент інерції остову трактора;
 $\ddot{\phi}_{\text{тр}}$ – прискорення кутових коливань остову трактора в вертикальній повздовжній площині відносно центру мас.



Вертикальні сили, що діють на остов напівпричепа трактора наведені на рис. 4.4, та визначаються за формулами

– сила ваги остову напівпричепа трактора

$$G_{Mnp} = M_{np} \cdot g, \quad (4.16)$$

де M_{np} – вага остову напівпричепа трактора.

– сила інерції, що діє на остов напівпричепа трактора

$$F_{uzMnp} = M_{np} \cdot \ddot{Z}_{np}, \quad (4.17)$$

де \ddot{Z}_{np} – вертикальне прискорення центру мас остова напівпричепа трактора.

– сила, що створюється амортизаційними пристроями підвіски напівпричепа трактора

$$F_{анп} = K_{анп} \cdot \dot{\zeta}_{np}, \quad (4.18)$$

де $K_{анп}$ – коефіцієнт демпфування амортизаційних пристроїв підвіски напівпричепа трактора;

$\dot{\zeta}_{np}$ – швидкість деформації підвіски напівпричепа трактора.

– сила, що створюється пружними елементами підвіски напівпричепа трактора

$$F_{пру} = 2 \cdot C_{пру} \cdot \zeta_{np}, \quad (4.19)$$

де $C_{пру}$ – жорсткість пружного елемента підвіски напівпричепа трактора;

ζ_{np} – деформація передньої підвіски трактора.

– момент інерції, що діє на остов напівпричепа трактора

$$M_{u_{np}} = J_{0np} \cdot \ddot{\varphi}_{np}, \quad (4.20)$$

де J_{0np} – приведений до центру мас момент інерції остову напівп-

ричепа трактора;

$\ddot{\varphi}_{np}$ – прискорення кутових коливань остову напівпричепа трактора в вертикальній повздовжній площині відносно центру мас.

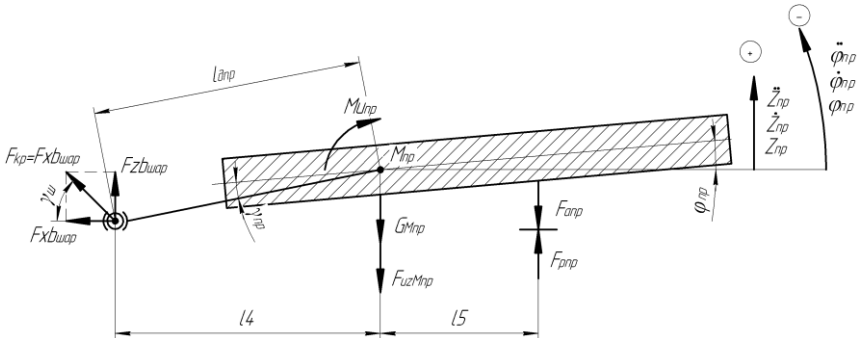


Рисунок 4.4 – Схема сил, що діють на остов напівпричепа трактора

Вертикальні сили, що діють на передній міст трактора наведені на рис. 4.5, та визначаються за формулами

– сила ваги переднього моста трактора

$$G_{m1} = m_1 \cdot g, \quad (4.21)$$

де m_1 – вага переднього моста трактора.

– сила інерції, що діє на передній міст трактора

$$F_{im1} = m_1 \cdot \ddot{y}_1, \quad (4.22)$$

де \ddot{y}_1 – прискорення вертикального переміщення переднього моста трактора.

– сила, що створюється за рахунок демпфування в пневматичних шинах заднього моста трактора

$$F_{am1} = 2 \cdot K_{ш1} \cdot \dot{v}_{ш1}, \quad (4.23)$$

де $K_{ш1}$ – коефіцієнт демпфування пневматичних шин коліс переднього моста трактора;

$\dot{v}_{\text{ш1}}$ – швидкість деформації пневматичних шин коліс переднього моста трактора.

– сила, що створюється пневматичними шинами коліс переднього моста трактора

$$F_{\text{ш1}} = 2 \cdot C_{\text{ш1}} \cdot v_{\text{ш1}}, \quad (4.24)$$

де $C_{\text{ш1}}$ – жорсткість пневматичних шин коліс переднього моста трактора;

$v_{\text{ш1}}$ – деформації пневматичних шин коліс переднього моста трактора.

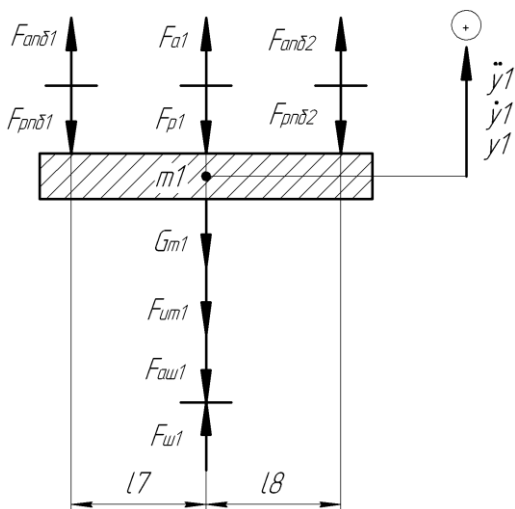


Рисунок 4.5 – Схема сил, що діють на передній міст трактора

Вертикальні сили, що діють на передній міст напівпричепа трактора наведені на рис. 4.6, та визначаються за формулами

– сила ваги переднього моста напівпричепа трактора

$$G_{m3} = m_3 \cdot g, \quad (4.25)$$

де m_3 – вага переднього моста напівпричепа трактора.

– сила інерції, що діє на передній міст напівпричепа трактора

$$F_{\text{ин3}} = m_3 \cdot \ddot{y}_3, \quad (4.26)$$

де \ddot{y}_3 – прискорення вертикального переміщення переднього моста напівпричепа трактора.

– сила, що створюється за рахунок демпфування в пневматичних шинах переднього моста напівпричепа трактора

$$F_{\text{аш3}} = 2 \cdot K_{\text{ш3}} \cdot \dot{\nu}_{\text{ш3}}, \quad (4.27)$$

де $K_{\text{ш3}}$ – коефіцієнт демпфування пневматичних шин коліс переднього моста напівпричепа трактора;

$\dot{\nu}_{\text{ш3}}$ – швидкість деформації пневматичних шин коліс переднього моста напівпричепа трактора.

– сила, що створюється пневматичними шинами коліс переднього моста напівпричепа трактора

$$F_{\text{ш3}} = 2 \cdot C_{\text{ш3}} \cdot \nu_{\text{ш3}}, \quad (4.28)$$

де $C_{\text{ш3}}$ – жорсткість пневматичних шин коліс переднього моста напівпричепа трактора;

$\nu_{\text{ш3}}$ – деформації пневматичних шин коліс переднього моста напівпричепа трактора.

– сила, що створюється амортизаційними пристроями підвіски напівпричепа трактора наведена до переднього моста напівпричепа

$$F_{\text{апр}} = F_{\text{апр}} \cdot \left(\frac{L_{\text{пр}} - l_{\text{пр1}}}{L_{\text{пр}}} \right), \quad (4.29)$$

де $L_{\text{пр}}$ – відстань між мостами напівпричепа трактора;

$l_{\text{пр1}}$ – відстань від переднього моста напівпричепа трактора до точки кріплення амортизаційного пристрою підвіски напівпричепа.

– сила, що створюється пружними елементами підвіски напівпричепа трактора наведена до переднього моста напівпричепа

$$F_{\text{рпр}} = F_{\text{рпр}} \cdot \left(\frac{L_{\text{нр}} - l_{\text{нр1}}}{L_{\text{нр}}} \right). \quad (4.30)$$

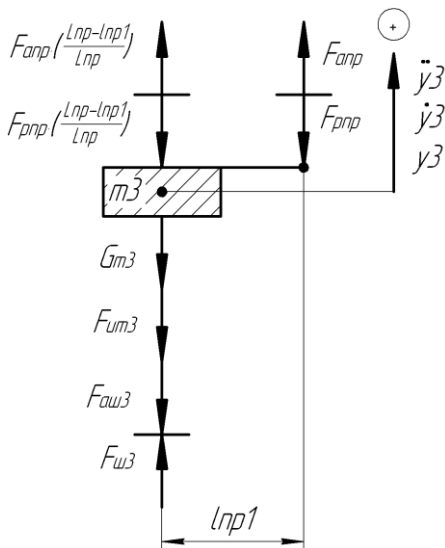


Рисунок 4.6 – Схема сил, що діють на передній міст напівпричепа трактора

Вертикальні сили, що діють на задній міст напівпричепа трактора наведені на рис. 4.7, та визначаються за формулами

– сила ваги заднього моста напівпричепа трактора

$$G_{\text{м4}} = m_4 \cdot g, \quad (4.31)$$

де m_4 – вага заднього моста напівпричепа трактора.

– сила інерції, що діє на задній міст напівпричепа трактора

$$F_{\text{шн4}} = m_4 \cdot \ddot{y}_4, \quad (4.32)$$

де \ddot{y}_4 – прискорення вертикального переміщення заднього моста напівпричепа трактора.

– сила, що створюється за рахунок демпфування в пневматичних шинах заднього моста напівпричепа трактора

$$F_{\text{ш4}} = 2 \cdot K_{\text{ш4}} \cdot \dot{v}_{\text{ш4}}, \quad (4.33)$$

де $K_{\text{ш4}}$ – коефіцієнт демпфування пневматичних шин коліс заднього моста напівпричепа трактора;

$\dot{v}_{\text{ш4}}$ – швидкість деформації пневматичних шин коліс заднього моста напівпричепа трактора.

– сила, що створюється пневматичними шинами коліс заднього моста напівпричепа трактора

$$F_{\text{ш4}} = 2 \cdot C_{\text{ш4}} \cdot v_{\text{ш4}}, \quad (4.34)$$

де $C_{\text{ш4}}$ – жорсткість пневматичних шин коліс заднього моста напівпричепа трактора;

$v_{\text{ш4}}$ – деформації пневматичних шин коліс заднього моста напівпричепа трактора.

– сила, що створюється амортизаційними пристроями підвіски напівпричепа трактора наведена до заднього моста напівпричепа

$$F_{\text{апр}} = F_{\text{апр}} \cdot \left(\frac{L_{\text{пр}} - l_{\text{пр2}}}{L_{\text{пр}}} \right), \quad (4.35)$$

де $l_{\text{пр2}}$ – відстань від заднього моста напівпричепа трактора до точки кріплення амортизаційного пристрою підвіски напівпричепа.

– сила, що створюється пружними елементами підвіски напівпричепа трактора наведена до заднього моста напівпричепа

$$F_{\text{прп}} = F_{\text{прп}} \cdot \left(\frac{L_{\text{пр}} - l_{\text{пр}2}}{L_{\text{пр}}} \right). \quad (4.36)$$

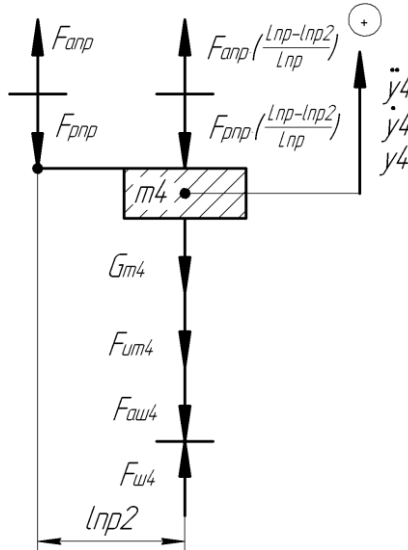


Рисунок 4.7 – Схема сил, що діють на задній міст напівпричепа трактора

Горизонтальні сили, що діють на машино-тракторний агрегат наведені на рис. 4.8, та визначаються за формулами

– сила тяги ведучих коліс трактора

$$F_k = \frac{M_k}{r_{\text{д1}}}, \quad (4.37)$$

де M_k – крутний момент, що підведений до ведучих коліс трактора;

$r_{\text{д1}}$ – динамічний радіус пневматичних шин коліс переднього ведучого моста трактора.

– сила опору кочення коліс переднього моста трактора

$$F_{f1} = F_{ш1} \cdot f, \quad (4.38)$$

де $F_{ш1}$ – сила, що створюється пневматичними шинами коліс переднього моста трактора;

f – коефіцієнт опору кочення коліс трактора.

– сила опору кочення коліс заднього моста трактора

$$F_{f2} = F_{ш2} \cdot f, \quad (4.39)$$

де $F_{ш2}$ – сила, що створюється пневматичними шинами коліс заднього моста трактора.

– сила опору кочення коліс переднього моста напівпричепа трактора

$$F_{f3} = F_{ш3} \cdot f, \quad (4.40)$$

де $F_{ш3}$ – сила, що створюється пневматичними шинами коліс переднього моста напівпричепа трактора.

– сила опору кочення коліс заднього моста напівпричепа трактора

$$F_{f4} = F_{ш4} \cdot f, \quad (4.41)$$

де $F_{ш4}$ – сила, що створюється пневматичними шинами коліс заднього моста напівпричепа трактора.

– сила інерції, що діє на остов трактора

$$F_{шМтр} = M_{тр} \cdot \delta \cdot \ddot{X}_{тр}, \quad (4.42)$$

де δ – коефіцієнт, що враховує обертові маси трансмісії трактора;

$\ddot{X}_{тр}$ – горизонтальне прискорення центру мас остова трактора.

– сила інерції, що діє на остов напівпричепа трактора

$$F_{шМпр} = M_{пр} \cdot \ddot{X}_{пр}, \quad (4.43)$$

де $\ddot{X}_{пр}$ – горизонтальне прискорення центру мас остова напівпричепа трактора.

– сила тяги на гаку трактора

$$F_{кр} = F_{xa_{шар}}, \quad (4.44)$$

де $F_{xa_{шар}}$ – горизонтальна складова сили, що діє в шарнірі зчіпного пристрою трактора та напівпричепа.

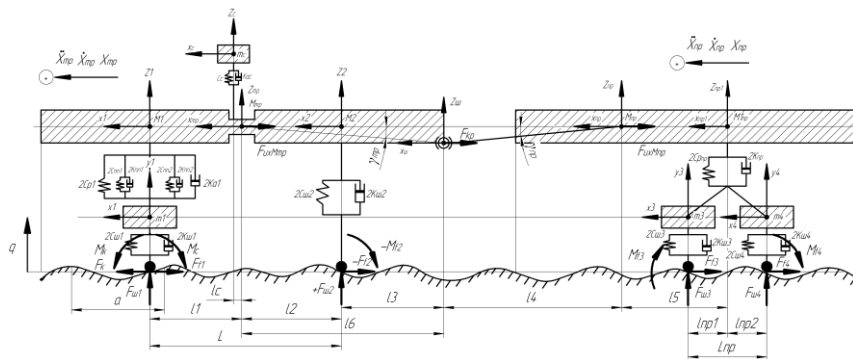


Рисунок 4.8 – Схема горизонтальних сил та моментів, що діють на машино-тракторний агрегат в повздовжній вертикальній площині

Силу, що діє в шарнірі зчіпного пристрою трактора та напівпричепа, дивись рис. 4.3 та 4.4, можна визначати за формулою

$$F_{шар} = F_{сш} + F_{аш}, \quad (4.45)$$

де $F_{сш}$ – сила пружності шарніру;

$F_{аш}$ – сила амортизації шарніру.

$$F_{сш} = C_1 \cdot \Delta_{ш} + C_2 \cdot \Delta_{ш}^2, \quad (4.46)$$

де C_1 та C_2 – коефіцієнти, що отримані апроксимацією експериментальних даних [38], та дорівнюють $C_1 = 45080 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$, $C_2 = 604800 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$;

$\Delta_{ш}$ – деформація шарніра зчіпного пристрою трактора та напівпричепа.

впричепа.

$$F_{\text{аш}} = K_{\text{ш}} \cdot \dot{\Delta}_{\text{ш}} , \quad (4.47)$$

де $K_{\text{ш}}$ – коефіцієнт, демпфування в шарнірі;

$\dot{\Delta}_{\text{ш}}$ – швидкість деформації шарніру зчіпного пристрою трактора та напівпричепа.

Підставивши до виразу (4.45) значення $F_{\text{сш}}$ та $F_{\text{аш}}$ з формул (4.46) та (4.47) отримаємо

$$F_{\text{шар}} = C_1 \cdot \Delta_{\text{ш}} + C_2 \cdot \Delta_{\text{ш}}^2 + K_{\text{ш}} \cdot \dot{\Delta}_{\text{ш}} . \quad (4.48)$$

Визначимо деформацію та швидкість деформації в шарнірі зчіпного пристрою трактора та напівпричепа.

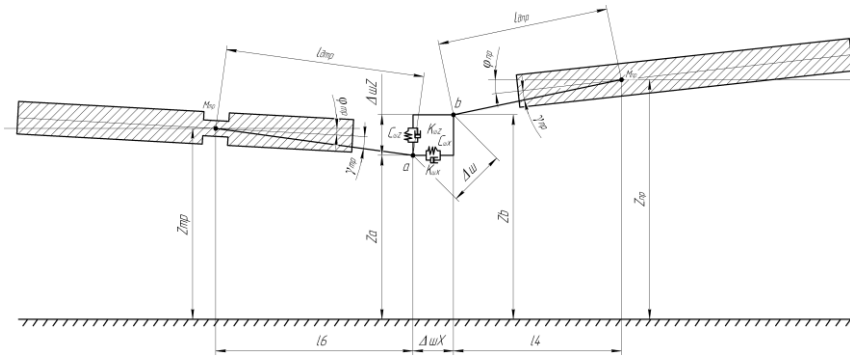


Рисунок 4.9 – Деформація в шарнірі зчіпного пристрою трактора та напівпричепа

Визначивши положення вушок зчіпного пристрою трактора та напівпричепа, деформацію в шарнірі можна визначити за формулою

$$\Delta_{\text{ш}} = \sqrt{(x_a - x_b)^2 + (z_a - z_b)^2} , \quad (4.49)$$

де x_a та x_b – координати горизонтального положення вушка зчіпного пристрою трактора та вушка зчіпного пристрою напівпричепа в по-
вздовжній вертикальній площині, відповідно;

z_a та z_b – координати вертикального положення вушка зчіпного пристрою трактора та вушка зчіпного пристрою напівпричепа в вертикальній площині, відповідно.

Координати вушок зчіпного пристрою трактора, точка **a**, та дишла напівпричепа, точка **b**, можна визначити за формулами

$$z_a = Z_{\text{тр}} - l_{\text{дтр}} \cdot \sin(\gamma_{\text{тр}} + \varphi_{\text{тр}}), \quad (4.50)$$

де $Z_{\text{тр}}$ – координата вертикального переміщення центру ваги трактора в повздовжній вертикальній площині;

$l_{\text{дтр}}$ – відстань від центру ваги трактора до точки взаємодії вушка зчіпного пристрою трактора з вушком дишла напівпричепа;

$\gamma_{\text{тр}}$ – кут між повздовжньою віссю трактора та прямою проведеною через центр ваги трактора та точкою взаємодії вушка зчіпного пристрою трактора з вушком дишла напівпричепа;

$\varphi_{\text{тр}}$ – кут нахилу повздовжньої вісі трактора відносно центру ваги в повздовжній вертикальній площині.

$$z_b = Z_{\text{пр}} - l_{\text{дпр}} \cdot \sin(\gamma_{\text{пр}} + \varphi_{\text{пр}}), \quad (4.51)$$

де $Z_{\text{пр}}$ – координата вертикального переміщення центру ваги напівпричепа в повздовжній вертикальній площині;

$l_{\text{дпр}}$ – відстань від центру ваги напівпричепа до точки взаємодії вушка дишла напівпричепа з вушком зчіпного пристрою трактора;

$\gamma_{\text{пр}}$ – кут між повздовжньою віссю напівпричепа та прямою проведеною через центр ваги напівпричепа та точкою взаємодії вушка дишла напівпричепа з вушком зчіпного пристрою трактора;

$\varphi_{\text{пр}}$ – кут нахилу повздовжньої вісі напівпричепа відносно центру ваги в повздовжній вертикальній площині.

$$x_a = X_{\text{тр}} + l_{\text{дтр}} \cdot \cos(\gamma_{\text{тр}} + \varphi_{\text{тр}}), \quad (4.52)$$

де $X_{\text{тр}}$ – координата горизонтального переміщення центру ваги трактора в повздовжній вертикальній площині.

$$x_b = X_{\text{тр}} - l_{\text{дпр}} \cdot \cos(\gamma_{\text{тр}} + \varphi_{\text{пр}}), \quad (4.53)$$

де $X_{\text{тр}}$ – координата горизонтального переміщення центру ваги напівпричепа в повздовжній вертикальній площині.

Кут взаємодії в шарнірі зчіпного пристрою трактора з напівприцепом визначається положенням суміжних вушок

$$\begin{aligned} \gamma_{\text{ш}} &= \arctg\left(\frac{z_a - z_b}{x_a - x_b}\right) \quad \text{при} \quad x_a - x_b > 0 \quad \text{та} \quad z_a - z_b > 0; \\ \gamma_{\text{ш}} &= \pi + \arctg\left(\frac{z_a - z_b}{x_a - x_b}\right) \quad \text{при} \quad x_b - x_a < 0 \quad \text{та} \quad z_a - z_b > 0; \\ \gamma_{\text{ш}} &= \pi + \arctg\left(\frac{z_a - z_b}{x_a - x_b}\right) \quad \text{при} \quad x_b - x_a < 0 \quad \text{та} \quad z_a - z_b < 0; \\ \gamma_{\text{ш}} &= \arctg\left(\frac{z_a - z_b}{x_a - x_b}\right) \quad \text{при} \quad x_a - x_b > 0 \quad \text{та} \quad z_a - z_b < 0; \\ \gamma_{\text{ш}} &= \frac{\pi}{2} \quad \text{при} \quad x_b - x_a = 0 \quad \text{та} \quad z_b - z_a > 0; \\ \gamma_{\text{ш}} &= -\frac{\pi}{2} \quad \text{при} \quad x_b - x_a = 0 \quad \text{та} \quad z_b - z_a < 0. \end{aligned} \quad (4.54)$$

Та сила, що діє в шарнірі розкладається на складові

$$\begin{aligned} F_{xa_{\text{шар}}} &= -F_{a_{\text{шар}}} \cdot \cos(\gamma_{\text{ш}}); \\ F_{za_{\text{шар}}} &= -F_{a_{\text{шар}}} \cdot \sin(\gamma_{\text{ш}}); \\ F_{xb_{\text{шар}}} &= F_{b_{\text{шар}}} \cdot \cos(\gamma_{\text{ш}}); \\ F_{zb_{\text{шар}}} &= F_{b_{\text{шар}}} \cdot \sin(\gamma_{\text{ш}}). \end{aligned} \quad (4.55)$$

При цьому

$$Fb_{\text{шар}} = -Fa_{\text{шар}} . \quad (4.56)$$

4.3 Визначення зв'язку координат переміщення мас машино-тракторного агрегату та деформації пружних елементів

Схема деформації пневматичних шин коліс переднього та заднього мостів трактора при взаємодії з опорною поверхнею наведена на рис. 4.10.

Деформація шин коліс переднього мосту трактора визначається за формулою

$$v_{\text{шл}} = q_1(t) - y_1 + r_{\text{свл}} - f_{\text{шл}} , \quad (4.57)$$

де $q_1(t)$ – координата зовнішнього впливу дороги на передні колеса трактора;

y_1 – координата вертикального переміщення переднього мосту трактора;

$r_{\text{свл}}$ – вільний радіус шин передніх коліс трактора;

$f_{\text{шл}}$ – деформація шин передніх коліс трактора при статичному навантаженні.

Взявши першу похідну з вираження (4.57), отримаємо швидкість деформації шин коліс переднього мосту трактора

$$\dot{v}_{\text{шл}} = \dot{q}_1(t) - \dot{y}_1 , \quad (4.58)$$

де $\dot{q}_1(t)$ – швидкість зміни зовнішнього впливу дороги на передні колеса трактора;

\dot{y}_1 – швидкість вертикального переміщення переднього мосту трактора.

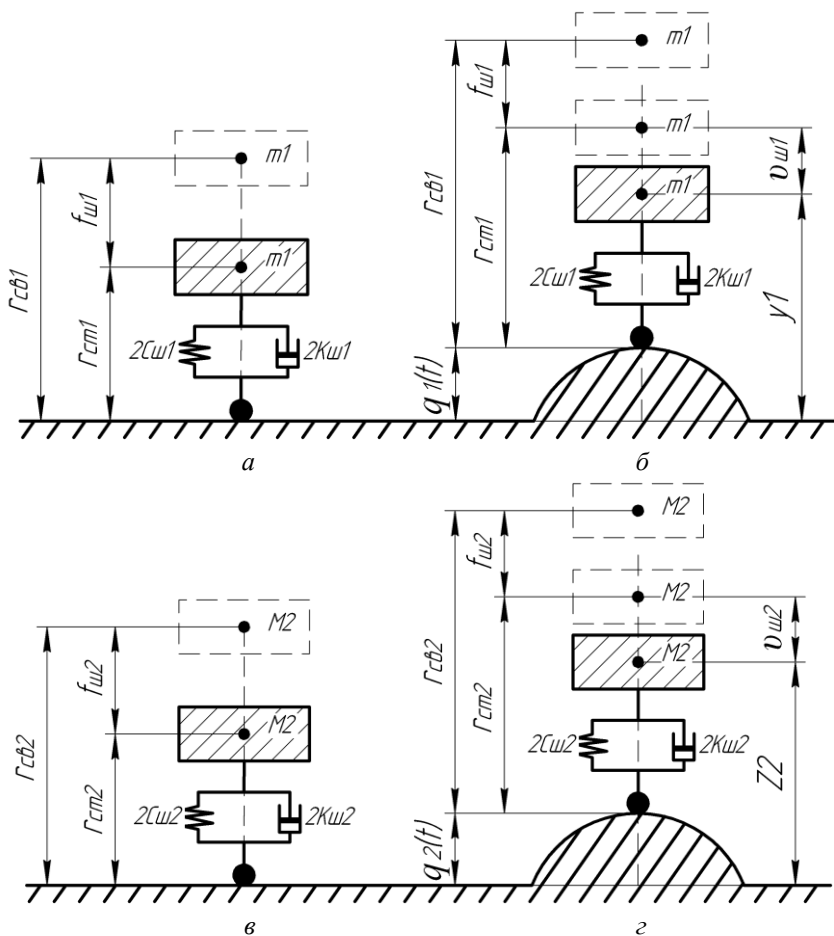


Рисунок 4.10 – Деформація шин коліс трактора:

а – передні колеса трактора при статичному навантаженні; *б* – передні колеса трактора при динамічному навантаженні; *в* – задні колеса трактора при статичному навантаженні; *г* – задні колеса трактора при динамічному навантаженні

Деформація шин коліс заднього мосту трактора визначається за формулою

$$v_{ш2} = q_2(t) - Z_2 + r_{св2} - f_{ш2}, \quad (4.59)$$

де $q_2(t)$ – координата зовнішнього впливу дороги на задні колеса трактора;

Z_2 – координата вертикального переміщення задньої частини трактора;

$r_{св2}$ – вільний радіус шин задніх коліс трактора;

$f_{ш2}$ – деформація шини задніх коліс трактора при статичному навантаженні.

Взявши першу похідну з вираження (4.59), отримаємо швидкість деформації шин коліс заднього мосту трактора

$$\dot{v}_{ш2} = \dot{q}_2(t) - \dot{Z}_2, \quad (4.60)$$

де $\dot{q}_2(t)$ – швидкість зміни зовнішнього впливу дороги на передні колеса трактора;

\dot{Z}_2 – швидкість вертикального переміщення маси задньої частини трактора.

Схема деформації пневматичних шин коліс переднього та заднього мостів напівпричепа при взаємодії з опорною поверхнею наведена на рис. 4.11.

Деформація шин коліс переднього мосту напівпричепа визначається за формулою

$$v_{ш3} = q_3(t) - y_3 + r_{св3} - f_{ш3}, \quad (4.61)$$

де $q_3(t)$ – координата зовнішнього впливу дороги на передні колеса напівпричепа;

y_3 – координата вертикального переміщення переднього мосту напівпричепа;

$r_{св3}$ – вільний радіус шин передніх коліс напівпричепа;

$f_{ш3}$ – деформація шин передніх коліс напівпричепа при статичному навантаженні.

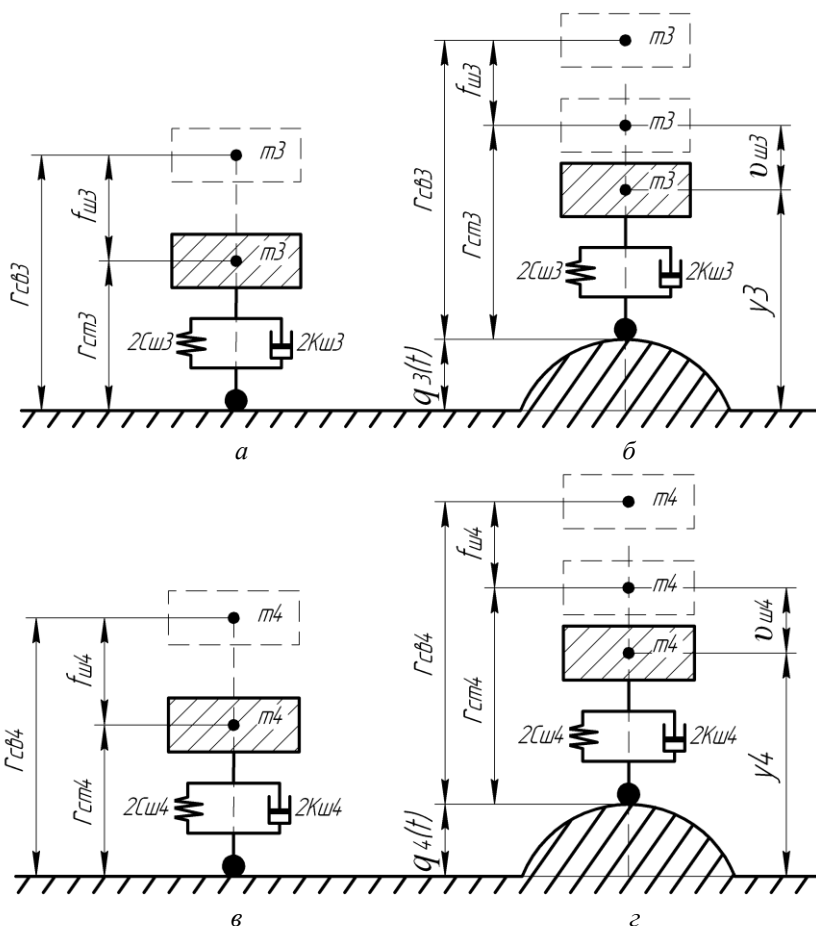


Рисунок 4.11 – Деформація шин коліс напівпричепа

a – передні колеса напівпричепа при статичному навантаженні; *б* – передні колеса напівпричепа при динамічному навантаженні; *в* – задні колеса напівпричепа при статичному навантаженні; *г* – задні колеса напівпричепа при динамічному навантаженні.

Взявши першу похідну з вираження (4.61), отримаємо швидкість деформації шин коліс переднього мосту напівпричепа

$$\dot{V}_{ш3} = \dot{q}_3(t) - \dot{y}_3, \quad (4.62)$$

де $\dot{q}_3(t)$ – швидкість зміни зовнішнього впливу дороги на передні колеса напівпричепа;

\dot{y}_3 – швидкість вертикального переміщення переднього мосту напівпричепа.

Деформація шин коліс заднього мосту напівпричепа визначається за формулою

$$V_{ш4} = q_4(t) - y_4 + r_{св4} - f_{ш4}, \quad (4.63)$$

де $q_4(t)$ – координата зовнішнього впливу дороги на задні колеса напівпричепа;

y_4 – координата вертикального переміщення заднього мосту напівпричепа;

$r_{св4}$ – вільний радіус шин задніх коліс напівпричепа;

$f_{ш4}$ – деформація шини задніх коліс напівпричепа при статичному навантаженні.

Взявши першу похідну з вираження (4.63), отримаємо швидкість деформації шин коліс заднього мосту напівпричепа

$$\dot{V}_{ш4} = \dot{q}_4(t) - \dot{y}_4, \quad (4.64)$$

де $\dot{q}_4(t)$ – швидкість зміни зовнішнього впливу дороги на задні колеса напівпричепа;

\dot{y}_4 – швидкість вертикального переміщення заднього мосту напівпричепа.

Схема деформації передньої підвіски трактора при наїзді на нерівність дорожнього покриття наведена на рис. 4.12.

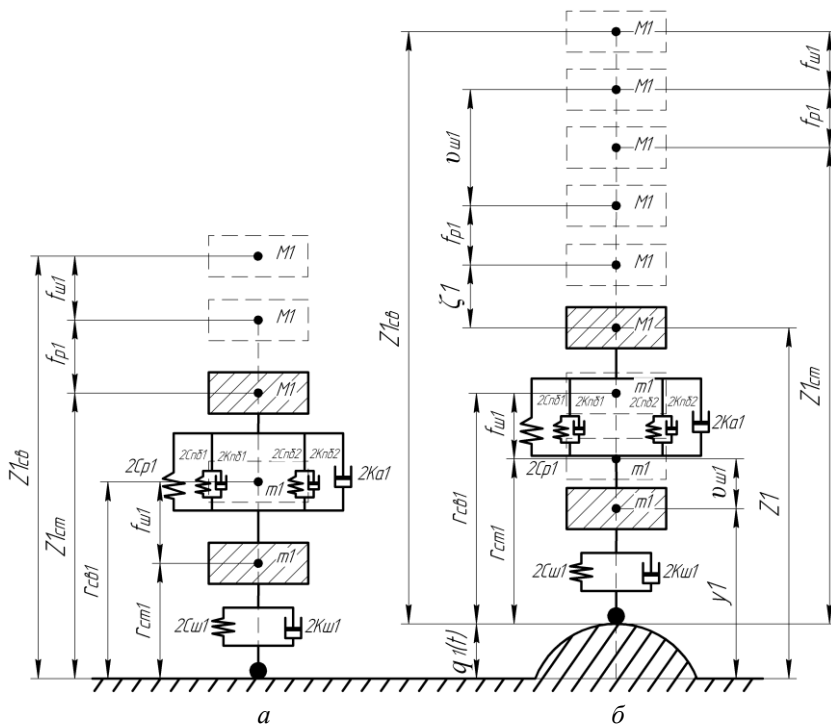


Рисунок 4.12 – Деформація передньої підвіски та переміщення передньої частини трактора:

a – передня підвіска трактора при статичному навантаженні; b – передня підвіска трактора при динамічному навантаженні.

Деформація передньої підвіски трактора визначається за формулою

$$\zeta_1 = y_1 - Z_1 + Z_{lct} - r_{cb1} + f_{w1}, \quad (4.65)$$

де y_1 – координата вертикального переміщення переднього мосту трактора;

Z_1 – координата вертикального переміщення передньої частини трактора;

Z_{lct} – координата вертикального переміщення передньої частини

трактора при статичному навантаженні;

$r_{\text{св1}}$ – вільний радіус передніх коліс трактора;

$f_{\text{ш1}}$ – деформація передніх коліс при статичному навантаженні.

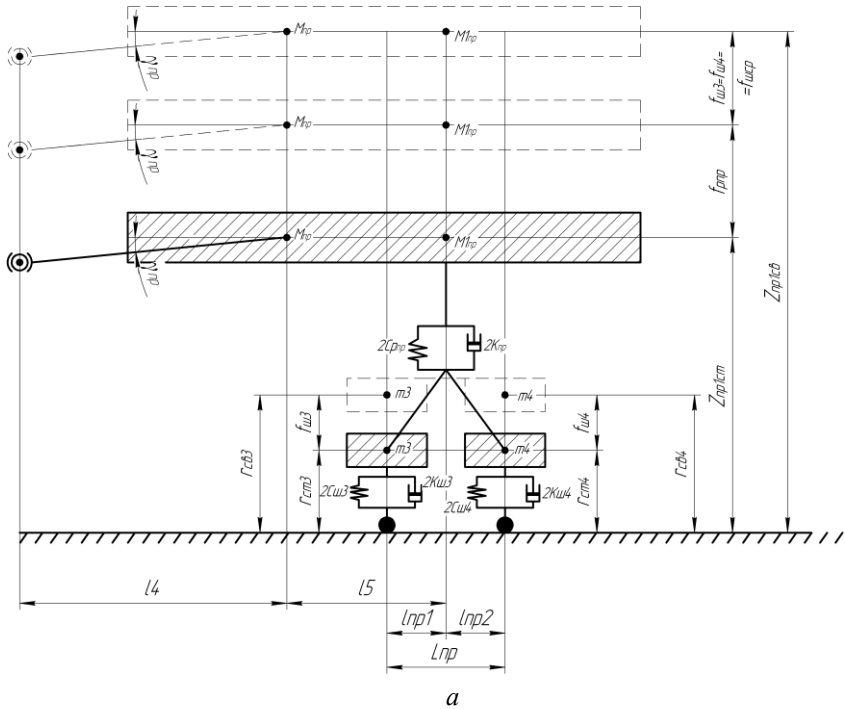
Взявши першу похідну з вираження (4.65), отримаємо швидкість деформації передньої підвіски трактора

$$\dot{\zeta}_1 = \dot{y}_1 - \dot{Z}_1 \quad (4.66)$$

де \dot{y}_1 – швидкість вертикального переміщення переднього мосту трактора;

\dot{Z}_1 – швидкість вертикального переміщення задньої частини.

Схема деформації підвіски напівпричепа трактора при наїзді на нерівність дорожнього покриття наведена на рис. 4.13.



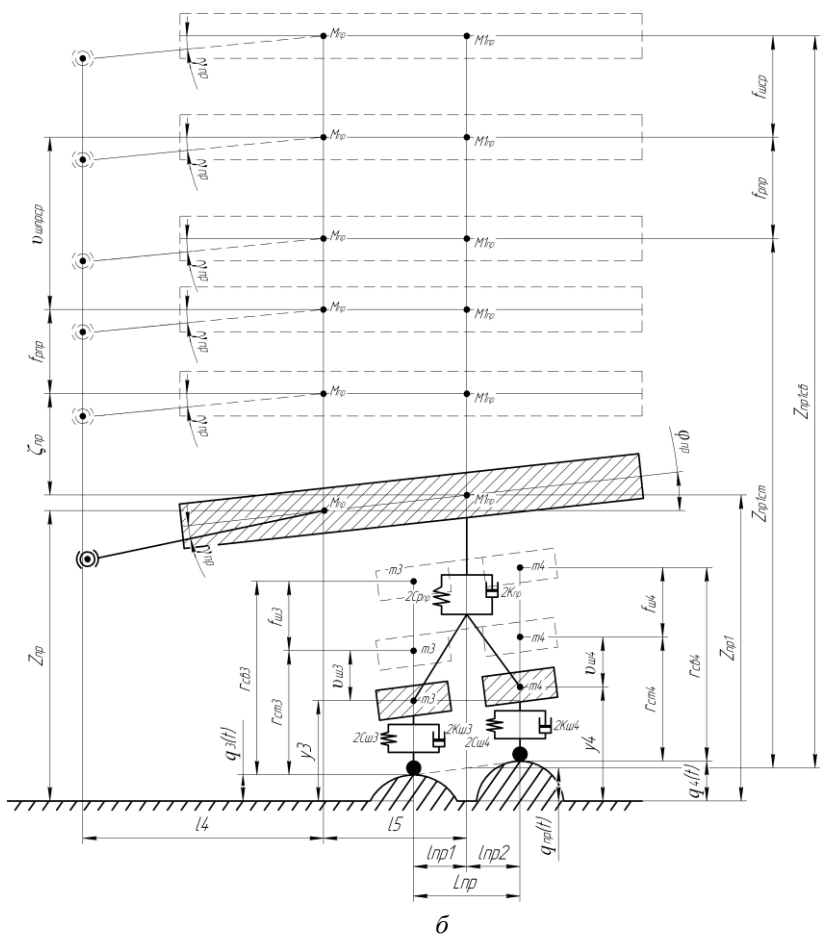


Рисунок 4.13 – Деформація підвіски та переміщення підресореної маси напівпричепа:

a – підвіска напівпричепа при статичному навантаженні; *б* – підвіска напівпричепа при динамічному навантаженні.

Деформація підвіски напівпричепа визначається за формулою

$$\zeta_{np} = \bar{q}_{np}(t) - \bar{v}_{шпр} - Z_{np1} + Z_{np1cr}, \quad (4.67)$$

де $\bar{q}_{np}(t)$ – координата зовнішнього впливу дороги на колеса балан-
сирної підвіски напівпричепа;

$\bar{V}_{шпрер}$ – деформація шин передніх і задніх коліс напівпричепа;

Z_{np1} – координата вертикального переміщення підресореної маси
напівпричепа в зоні підвіски;

$Z_{np1ст}$ – координата вертикального переміщення підресореної ма-
си напівпричепа в зоні підвіски при статичному навантаженні.

Координата зовнішнього впливу дороги на колеса балансирної під-
віски напівпричепа визначається за формулою

$$\bar{q}_{np}(t) = q_4(t) \cdot \frac{l_{np1}}{L_{np}} + q_3(t) \cdot \left[1 - \frac{l_{np1}}{L_{np}} \right], \quad (4.68)$$

де $q_4(t)$ та $q_3(t)$ – координата зовнішнього впливу дороги на коле-
са переднього та заднього мосту балансирної підвіски напівпричепа від-
повідно.

У випадку симетричної системи підресорювання напівпричепа, коли
 $l_{np1} = l_{np2}$ координата зовнішнього впливу дороги на колеса балансирної
підвіски напівпричепа визначається за формулою

$$\bar{q}_{np}(t) = \frac{1}{2} (q_3(t) + q_4(t)). \quad (4.69)$$

Деформація шин передніх і задніх коліс напівпричепа визначається
за формулою

$$\bar{V}_{шпрер} = v_{ш3} \cdot \frac{l_{np2}}{L_{np}} + v_{ш4} \cdot \left[1 - \frac{l_{np2}}{L_{np}} \right], \quad (4.70)$$

де $v_{ш3}$ та $v_{ш4}$ – деформація шин коліс переднього та заднього мос-
тів напівпричепа відповідно.

У випадку симетричної системи підресорювання напівпричепа, коли

$l_{\text{пр1}} = l_{\text{пр2}}$ координата деформація шин балансірної підвіски напівпричепа визначається за формулою

$$\bar{v}_{\text{шпрер}} = \frac{1}{2} \cdot (v_{\text{ш3}} + v_{\text{ш4}}). \quad (4.71)$$

Підставивши до виразу (4.71) значення $v_{\text{ш3}}$ та $v_{\text{ш4}}$ з формул (4.61) і (4.63), отримаємо

$$\bar{v}_{\text{шпрер}} = \frac{1}{2} \cdot [q_3(t) + q_4(t) - y_3 - y_4 + r_{\text{св3}} + r_{\text{св4}} - f_{\text{ш3}} - f_{\text{ш4}}]. \quad (4.72)$$

Тоді підставивши до вираження (4.67) значення $\bar{q}_{\text{пр}}(t)$ та $\bar{v}_{\text{шпрер}}$ з формули (4.69) та (4.72) відповідно, отримаємо, що деформація підвіски напівпричепа визначається за формулою

$$\zeta_{\text{пр}} = \frac{1}{2} \cdot (y_3 + y_4) - Z_{\text{пр1}} + Z_{\text{пр1ст}} - \frac{1}{2} \cdot (r_{\text{св3}} + r_{\text{св4}}) + \frac{1}{2} \cdot (f_{\text{ш3}} + f_{\text{ш4}}). \quad (4.73)$$

Взявши першу похідну з вираження (4.73), отримаємо швидкість деформації підвіски напівпричепа

$$\dot{\zeta}_{\text{пр}} = \frac{1}{2} \cdot (\dot{y}_3 + \dot{y}_4) - \dot{Z}_{\text{пр1}}, \quad (4.74)$$

де \dot{y}_3 та \dot{y}_4 – швидкість вертикального переміщення переднього та заднього мосту напівпричепа відповідно;

$\dot{Z}_{\text{пр1}}$ – швидкість вертикального переміщення підресореної маси напівпричепа в зоні підвіски.

Схема деформації підвіски сидіння водія трактора при наїзді на нерівність дорожнього покриття наведена на рис. 4.14.

Деформація підвіски сидіння оператора трактора визначається

$$\zeta_C = \bar{q}_{\text{стр}}(t) - \bar{v}_{\text{шперс}} - \bar{\zeta}_{\text{СРс}} - Z_C + Z_{\text{Сст}}, \quad (4.75)$$

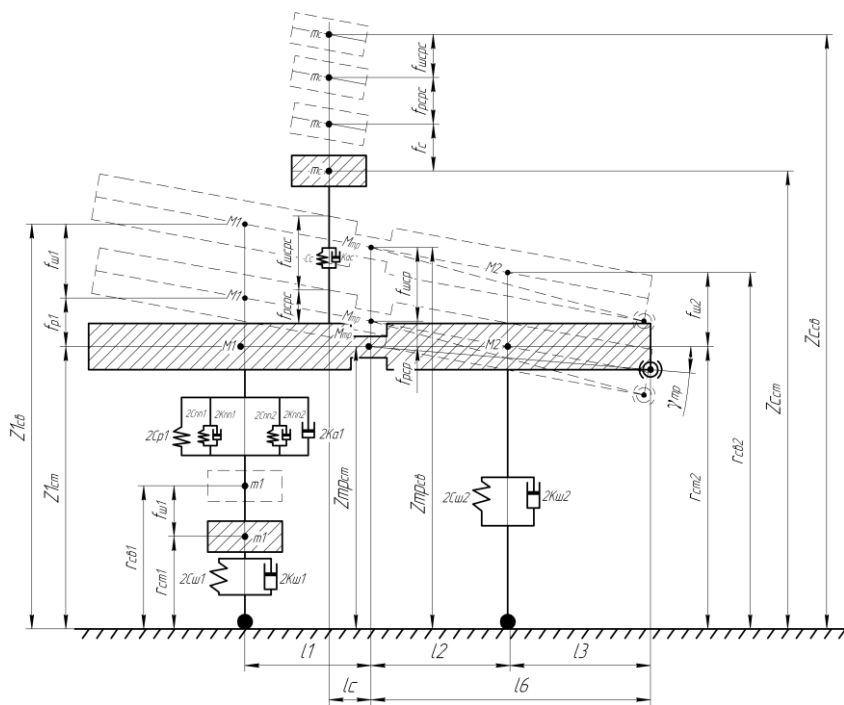
де $\bar{q}_{\text{стр}}(t)$ – координата зовнішнього впливу дороги наведена до точки кріплення підвіски сидіння оператора трактора до підлоги кабіни;

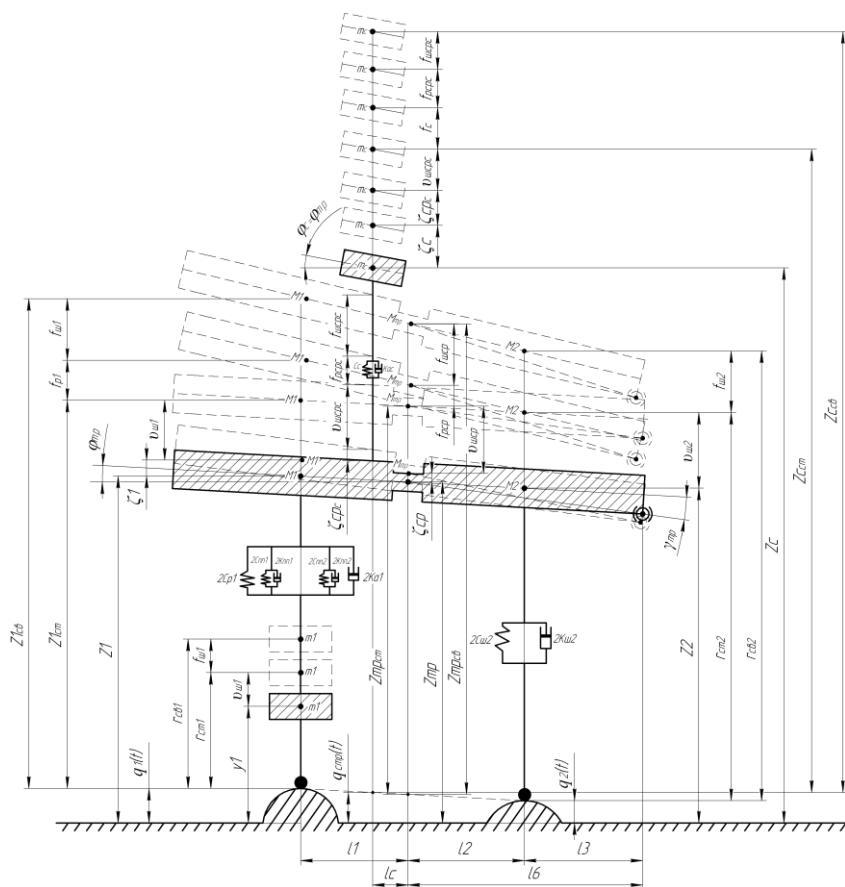
$\bar{v}_{\text{шперс}}$ – деформація шин коліс трактора наведена до точки кріплення підвіски сидіння оператора трактора до підлоги кабіни;

$\bar{\zeta}_{\text{СРс}}$ – деформація підвіски трактора наведена до точки розташування кріплення підвіски сидіння оператора трактора до підлоги кабіни;

Z_C – координата вертикального переміщення підресореної маси сидіння оператора трактора;

$Z_{\text{Сст}}$ – координата вертикального переміщення підресореної маси сидіння оператора трактора при статичному навантаженні.





б

Рисунок 4.14 – Деформація підвіски та переміщення підресореної маси сидіння оператора трактора:

a – підвіска сидіння оператора трактора при статичному навантаженні;

б – підвіска сидіння оператора трактора при динамічному навантаженні;

Координата зовнішнього впливу дороги наведена до точки кріплення підвіски сидіння оператора трактора визначається за формулою

$$\bar{q}_{\text{стр}}(t) = [q_1(t) - q_2(t)] \cdot \frac{(l_2 + l_c)}{(l_1 + l_2)} + q_2(t), \quad (4.76)$$

де $q_1(t)$ та $q_2(t)$ – координата зовнішнього впливу дороги на колеса переднього та заднього мосту трактора відповідно;

l_1 – відстань від центру мас трактора до переднього мосту;

l_2 – відстань від центру мас трактора до заднього мосту;

l_c – відстань від центру мас трактора до точки кріплення підвіски сидіння оператора трактора до підлоги кабіни.

Деформація шин передніх і задніх коліс трактора наведена до точки кріплення підвіски сидіння оператора трактора до підлоги кабіни визначається за формулою

$$\bar{v}_{\text{шпрс}} = (v_{\text{ш2}} - v_{\text{ш1}}) \cdot \frac{(l_1 - l_c)}{(l_1 + l_2)} + v_{\text{ш1}}, \quad (4.77)$$

де $v_{\text{ш1}}$ – деформація шин коліс переднього мосту трактора;

$v_{\text{ш2}}$ – деформація шин коліс заднього мосту трактора;

$v_{\text{ш1}}$ – деформація шин коліс переднього мосту трактора.

Підставивши до виразу (4.77) значення $v_{\text{ш1}}$ та $v_{\text{ш2}}$ з формул (4.57) і (4.59), отримаємо

$$\begin{aligned} \bar{v}_{\text{шпрс}} = & (q_1(t) - y_1 + r_{\text{св1}} - f_{\text{ш1}}) \cdot \left(1 - \frac{(l_1 - l_c)}{(l_1 + l_2)} \right) + \\ & + (q_2(t) - Z_2 + r_{\text{св2}} - f_{\text{ш2}}) \cdot \frac{(l_1 - l_c)}{(l_1 + l_2)} \end{aligned} \quad (4.78)$$

Деформація підвіски трактора наведена до точки розташування кріплення підвіски сидіння оператора трактора до підлоги кабіни визначається за формулою

$$\bar{\zeta}_{CPc} = \zeta_1 \cdot \frac{(l_2 + l_c)}{(l_1 + l_2)}, \quad (4.79)$$

де ζ_1 – деформація передньої підвіски трактора.

Підставивши до виразу (4.79) значення ζ_1 з формули (4.65), отримаємо

$$\bar{\zeta}_{CPc} = (y_1 - Z_1 + Z_{1\text{ст}} - r_{\text{св1}} + f_{\text{ш1}}) \cdot \frac{(l_2 + l_c)}{(l_1 + l_2)}. \quad (4.80)$$

Підставивши до виразу (4.75) значення $\bar{q}_{\text{стр}}(t)$, $\bar{v}_{\text{шпрс}}$ та $\bar{\zeta}_{CPc}$ з формул (4.76), (4.78) та (4.80) відповідно, отримаємо, що деформація підвіски сидіння оператора трактора визначається за формулою

$$\begin{aligned} \zeta_C = & \left[q_1(t) - q_2(t) - y_1 + Z_1 - Z_{1\text{ст}} + r_{\text{св1}} - f_{\text{ш1}} \right] \cdot \frac{(l_2 + l_c)}{(l_1 + l_2)} + \\ & + \left[q_1(t) - q_2(t) - y_1 + Z_2 + r_{\text{св1}} - r_{\text{св2}} - f_{\text{ш1}} + f_{\text{ш2}} \right] \cdot \frac{(l_1 - l_c)}{(l_1 + l_2)} - \\ & - q_1(t) + q_2(t) + y_1 - r_{\text{св1}} + f_{\text{ш1}} - Z_C + Z_{\text{Сст}}. \end{aligned} \quad (4.81)$$

Взявши першу похідну з вираження (4.81), отримаємо швидкість деформації підвіски сидіння оператора трактора

$$\begin{aligned} \dot{\zeta}_C = & \left[\dot{q}_1(t) - \dot{q}_2(t) - \dot{y}_1 + \dot{Z}_1 \right] \cdot \frac{(l_2 + l_c)}{(l_1 + l_2)} + \\ & + \left[\dot{q}_1(t) - \dot{q}_2(t) - \dot{y}_1 + \dot{Z}_2 \right] \cdot \frac{(l_1 - l_c)}{(l_1 + l_2)} - \\ & - \dot{q}_1(t) + \dot{q}_2(t) + \dot{y}_1 - \dot{Z}_C. \end{aligned} \quad (4.82)$$

Визначивши всі вертикальні та горизонтальні сили та моменти, що діють на машино-тракторний агрегат в вертикальній повздовжній площині

щині, запишемо систему диференційних рівнянь, котра описує закон руху досліджуваної коливальної системи

$$\begin{cases}
 F_{pc} - F_{ac} - F_{ic} - G_C = 0; \\
 F_{p1} + F_{pn61} + F_{pn62} + F_{m2} + F_{ac} - F_{an61} - F_{a1} - F_{an62} - F_{au2} - F_{pc} - F_{za_{шар}} - \\
 - G_{Mtp} - F_{uzMtp} = 0; \\
 F_{m1} + F_{an61} + F_{a1} + F_{an62} - F_{pn61} - F_{p1} - F_{pn62} - G_{m1} - F_{im1} - F_{au1} = 0; \\
 F_{pn61} \cdot (l_7 + l_1) - F_{an61} \cdot (l_7 + l_1) + F_{p1} \cdot l_1 - F_{a1} \cdot l_1 + F_{pn62} \cdot (l_1 - l_8) - \\
 - F_{an62} \cdot (l_1 - l_8) - F_{m2} \cdot l_2 + F_{au2} \cdot l_2 + F_{za_{шар}} \cdot l_6 + F_{ac} \cdot l_c - F_{pc} \cdot l_c - M_{u_{tp}} = 0; \\
 F_{pnp} + F_{zb_{шар}} - F_{anp} - G_{Mnp} - F_{uzMnp} = 0; \\
 F_{m3} + F_{anp} \cdot \left(\frac{L_{np} - l_{np1}}{L_{np}} \right) - F_{au3} - F_{pnp} \cdot \left(\frac{L_{np} - l_{np1}}{L_{np}} \right) - G_{m3} - F_{im3} = 0; \\
 F_{m4} + F_{anp} \cdot \left(\frac{L_{np} - l_{np2}}{L_{np}} \right) - F_{au4} - F_{pnp} \cdot \left(\frac{L_{np} - l_{np2}}{L_{np}} \right) - G_{m4} - F_{im4} = 0; \\
 F_{zb_{шар}} \cdot l_4 + F_{anp} \cdot l_5 - F_{pnp} \cdot l_5 + M_{u_{np}} = 0; \\
 F_{\kappa} - F_{uxMtp} - F_{f1} - F_{f2} - F_{kp} = 0; \\
 F_{kp} - F_{uxMnp} - F_{f3} - F_{f4} = 0.
 \end{cases} \quad (4.83)$$

Таким чином, сформована математична модель, яка дозволяє дослідити плавність руху машинно-тракторного агрегату на основі застосування принципу Даламбера.

РОЗДІЛ 5. ПІДРЕСОРЮВАННЯ ТРАКТОРНОГО СИДІННЯ

5.1 Порівняльна оцінка різноманітних конструкцій підвісок тракторних сидінь

Одним з найважливіших факторів підвищення ефективності використання швидкісних енергонасичених колісних тракторів є проблема забезпечення гарної плавності руху, яка у великій мірі визначає нормальні умови праці [39].

Трактор в процесі руху при взаємодії з дорогою (різновидом агрофону) відчуває складні багатоспектральні коливання, які передаються через сидіння або платформу водієві. Основною кумулятивною небезпекою є високий рівень низькочастотних коливань, тобто коливань з частотою 0-16 Гц [39 – 41].

Аналізуючи дослідження, що проводились як в Україні, так і закордоном, показують, що низькочастотні коливання змушують водіїв-трактористів не менше 9% робочого часу використовувати трактор на знижених режимах. З цих же причин тракторист 60% енергії витрачає на управління машиною, а 40% складають непродуктивні витрати. Часто через надмірні поштовхи тракторист використовує близько 60% потужності двигуна для вибору режимів, що забезпечують задовільні умови праці і дотримання агротехнічних вимог.

Зниження рівня низькочастотних коливань на робочому місці тракториста досягається вдосконаленням ходової частини, підвіски остова і раціонального розподілу ваги машини. Однак варіювання цих параметрів в широких межах представляє певні труднощі, так як накладаються обмеження компоновального і агротехнічного характеру. Наприклад, надання зображення підвісок машин вимагає забезпечення чималих динамічних ходів, що ускладнюється агрегування трактора з сільськогосподарською машиною. Крім того, створення ефективної, але складної підвіски в ряді випадків не виправдовується економічними міркуваннями.

У зв'язку з цим доцільно застосування на тракторах підресорених сидінь, що забезпечують стабільність вертикального положення корпусу тракториста і передачу вертикальних коливань від остова трактора, які з

усіх можливих видів коливань сприймаються людиною найкращим чином [3].

Пошуки ефективних віброзахисних систем йдуть за трьома основними напрямками:

- 1) створення активних систем віброгасіння, тобто з підведенням енергії від зовнішніх джерел;
- 2) розробка віброзахисних систем з механізмом перетворення руху;
- 3) вдосконалення і доопрацювання пасивних механічних систем типу пружина-демпфер.

Більш докладно зупинимося на конструкціях сидінь, яких існує декілька різновидів. Перший різновид сидіння оснащено важільним паралелограмним механізмом підвіски і пружним елементом у вигляді спіральної пружини, включеної в діагональ паралелограма і працює на розтягування і стиснення. Другий та третій різновид конструкцій створені з несучим механізмом підвіски типу «паралелограм» і «ножиці», які мають пружний елемент у вигляді пружини кручення, розташованої в горизонтальній площині. Сидіння даних різновидів мають засоби регулювання по масі водія і висоти.

Четвертий різновид має пневмогідрравлічну підвіску, основними елементами якої є гідроциліндр і пневматичний балон. Пружний елемент – стиснене повітря. Залежно від величини створеного тиску в балоні визначається пружність (жорсткість) підвіски.

Як відомо, ефективність підресорювання визначається динамічними характеристиками, які залежать від величини динамічного ходу підвіски, характеристики розсіювання і частоти власних коливань системи. Вибір цієї частоти відбувається в залежності від спектрального складу коливань остова трактора. Дослідження амплітудно-частотного складу коливального процесу остова тракторів при виконанні ними різних технологічних операцій показують, що основна енергія вертикальних коливань зосереджена в досить вузьких частотних діапазонах (у тракторів тягового класу 3 т – 1,8 – 2,2 Гц). З теорії лінійних коливальних систем відомо, що ефективність віброізоляції проявляється при відношенні частоти збурення до частоти власних коливань системи більше 1,41. Таким чином, доцільно використовувати відомості з частотою власних коливань не більше 1,2 Гц

на тракторах тягового класу 3 т.

Власна частота коливань конструкцій сидінь має наступні значення:

- сидіння першого різновиду – 1,4 – 1,5 Гц (в залежності від регулювання сидіння по масі водія);

- сидіння другого, третього та четвертого різновиду – 1,2 – 1,3 Гц.

Випробування проводилися за міжгалузевою методикою «Випробування тракторів по оцінці рівня низькоякісної вібрації на робочому місці тракториста». Методика передбачає приведення результатів вимірювань середньоквадратичних значень прискорень у вертикальній і горизонтальній площині в октавних смугах частот. Таке визначення дозволяє краще проаналізувати перебіг подій коливального процесу. Реєстрація та визначення середньоквадратичних значень прискорень проводилися за допомогою вимірювальної апаратури і комплексу аналізатора випадкових величин. Для обробки записів, що одержані телеметричним способом, використовували алгоритми і програми розрахунку статистичних характеристик.

Ступінь ефективності гасіння коливань підвісками сидінь визначали за коефіцієнтом передачі коливань (повинен бути < 1):

$$K = \frac{a_c}{a_n}, \quad (5.1)$$

де a_c – середньоквадратичні значення прискорень на сидінні водія, м/с²;

a_n – середньоквадратичні значення прискорень на підлозі кабінни, м/с².

На рис. 5.1 представлені результати випробувань: значення коефіцієнта передачі вертикальних коливань підвісками сидінь в досліджуваних октавних смугах при русі трактора ХТЗ-150К з навантаженим причепом ІПТС-9 по ґрунтовій дорозі.

Результати випробувань при виконанні трактором технологічної операції оранка з плугом ПЛН-5-35 зі швидкістю 10 км/год (рис. 5.2).

Отримані дані показують, що досліджувані підвіски сидінь в недостатній мірі знижують рівень коливань, оскільки коефіцієнт передач

$K > 1$ по окремим середньгеометричними частотами у всіх підвісок.

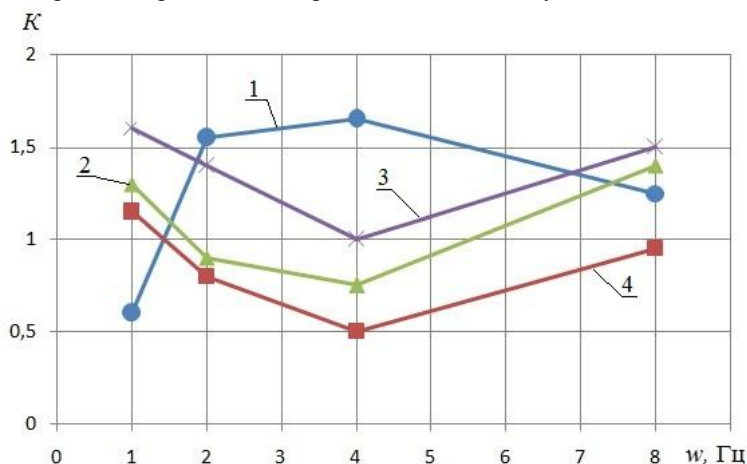


Рисунок 5.1 – Результати випробувань при русі трактора ХТЗ-150К з навантаженим причепом 1ПТС-9 по ґрунтовій дорозі:

1 – 4 – різновид конструкцій сидінь

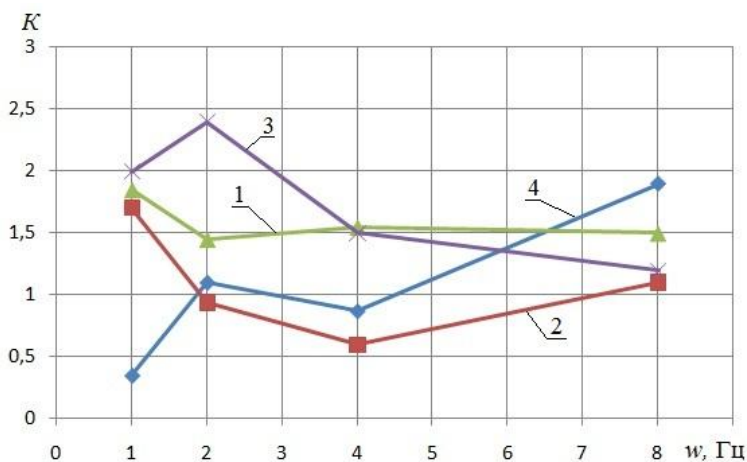


Рисунок 5.2 – Результати випробування при роботі трактора на оранці з плугом ПЛН-5-35 зі швидкістю 10 км/год:

1 – 4 – різновид конструкцій сидінь

На підставі проведеного аналізу результатів досліджень надано рекомендації щодо вибору частотного спектра і параметрів підвісок в цілому і окремих елементів. Ці рекомендації покладені в основу подальшого вдосконалення конструкції підвісок сидінь, що розробляються на ХТЗ.

5.2 До методики випробувань сільськогосподарських тракторів по оцінці рівня низькочастотних вібрацій на сидінні оператора-водія

При оцінці відповідності рівня низькочастотної вібрації на робочому місці оператора до нормативних вимог найбільш гострими питаннями є порівнянність і наочність результатів випробувань з урахуванням призначення і річного завантаження машин [42].

Затвердження ГОСТ 12.2.019-76, що включає нормативи за рівнем вібрації на робочому місці тракториста, зажадало створення єдиної методики випробувань машин для оцінки цього показника.

До розробки зазначеної методики результати випробувань, проведених різними організаціями, були практично непорівнянні. Вони різнилися між собою в два і більше разів та не дозволяли отримати об'єктивну оцінку відповідності тракторів чинним нормативам. Такий стан пояснювалося тим, що не було єдиних вимог до агрофонів, на яких проводились випробування, як по їх типу, так і за характеристиками їх мікрорельєфу. Так, наприклад, в незалежності від типу трактора, випробування з оцінки рівня низькочастотної вібрації проводилися на стерні різних культур при русі в одних випадках уздовж борозен попередньої оранки, а в інших – поперек борозен. Трактори досліджувалися також при русі по ґрунтових дорогах, по бруківці, по дорогах з асфальтовим або бетонним покриттям. При цьому характеристика мікрорельєфу фонів і доріг позначалися таким неконкретним поняттям, як дорога або стерня «середньої якості».

При випробуваннях сидінь з метою оцінки їх ефективності умови вирішального значення не мають, так як показником ефективності служили відношення параметрів вібрації на сидінні і остові машини.

Цілком очевидно, що при оціночних випробуваннях машин на відповідність нормативним показникам умови і режими випробувань грають вирішальну роль.

Розроблена методика випробувань за оцінкою рівня низькочастотної вібрації на робочому місці тракториста відповідно до ГОСТ 12.2.019-76 регламентує проведення випробувань при виконанні основних технологічних операцій, що враховують річну завантаження тракторів.

Вибір основної технологічної операції здійснено з умови максимального часу використання трактора протягом року на даній операції.

З цією метою були зібрані, вивчені та узагальнені матеріали по тракторовикористанню декількох інститутів, тракторних заводів, машиновипробувальних станцій, а також наявні публікації.

Проведений аналіз дозволив встановити наступне:

1. Колісні трактори тягових класів 0,6 – 2,0 використовуються в основному на транспортних операціях. Трактори тягового класу 0,9 на цих роботах зайняті не менше 75% часу в рік. З підвищенням потужності машин цього класу збільшується перелік операцій, на яких вони використовуються, однак переважною залишається їх експлуатація на транспортних роботах. У тракторів тягових класів 1,4 – 2,0 вона становить 40 – 56% від річного обсягу робіт.

2. Колісні трактори тягового класу 3 зайняті на оранці 30 – 35% часу в рік, на транспортних роботах – 30 – 40%.

3. Колісні трактори тягового класу 5 використовуються на оранці 30 - 36% годин в рік, на транспортних роботах – 46 – 48%.

4. Міні-сільськогосподарські трактори 35 – 55% годин в рік зайняті на оранці.

Ці дані дозволили зупинитися на наступних режимах випробувань.

Колісні трактори загального призначення всіх класів досліджують на транспортних роботах при русі по ґрунтовій дорозі середньої якості зі швидкістю 15 ± 2 км/год. Крім того, колісні трактори тягових класів 3 – 5, а також гусеничні досліджують на оранці при русі по стерні злакових культур вздовж напрямку попередньої обробки ґрунту. Швидкість руху колісних і енергонасичених гусеничних тракторів становить 8 – 10 км/год, інших гусеничних тракторів загального призначення – 4 – 6 км/год.

Регламентовані методикою швидкісні режими випробувань відповідають вітчизняній практиці використання тракторів і є більш напруже-

ними, ніж рекомендовані міжнародним стандартом ISO 5008, який встановлює наступні режими випробувань: при русі по еталонному фоні, що імітує агрофон, швидкість трактора становить $5 \pm 0,5$ км/год; при русі по еталонному фоні, що імітує ґрунтову дорогу – $12 \pm 0,5$ км/год.

Слід мати на увазі, що обрані для випробувань тракторів технологічні операції (оранка і транспортні роботи) є найбільш вібронавантажувальними. З метою забезпечення порівнянності результатів вимірювання рівнів вібрації при випробуваннях на будь-якій стерні злакових культур або ґрунтовій дорозі, незалежно від висоти нерівностей, методика передбачає приведення результатів випробувань до типових (еталонним) умовам, тобто до типових агрофонів або ґрунтових доріг.

Основною обставиною, що дозволяє здійснити зазначене приведення, є однотипність статистичних характеристик функцій висоти нерівностей мікропрофілю однотипних агрофонів і ґрунтових доріг (рис. 3.3(г, е)).

Оцінки спектральної щільності випадкової функції висоти нерівностей мікропрофілю агрофонів і ґрунтових доріг з достатньою для наших цілей точністю апроксимуються виразом:

$$\tilde{S}_q(w) = \tilde{D}_q \frac{C}{w^2}, \quad (5.2)$$

де $\frac{C}{w^2}$ – апроксимація нормованої спектральної щільності;

C – константа;

w – частота;

\tilde{D}_q – оцінка дисперсії.

Значення постійної C незначним чином змінюються для кожного типу мікропрофілю і є його характеристикою.

Значення оцінки дисперсії \tilde{D}_q характеризує енергетичні властивості мікропрофілю, що визначаються висотою нерівностей.

Для приведення результатів виміру параметрів вібрації на сидінні до типових умов поряд з виразом (5.2) використовуються наступні загальноприйняті для спектральної теорії підресорювання машин допущення:

- динамічна система «остов трактора – кабіна – сидіння» лінійна;
- рух машини здійснюється без відриву рушіїв від поверхні агрофона або дороги;
- в динамічній системі відсутні «пробой»;
- мікрорельєф дороги і агрофона описується стаціонарної ергодичною випадковою функцією.

При перерахованих допущених результати вимірювань низькочастотної вібрації, отримані при випробуваннях, можуть бути приведені до типових умов по залежності:

$$\tilde{\sigma}_{z_i}^* = \tilde{\sigma}_{z_i} \frac{\tilde{\sigma}_{q_i}^*}{\tilde{\sigma}_{q_i}}, \quad (5.3)$$

де $\tilde{\sigma}_{z_i}^*$ – оцінка середньоквадратичного значення прискорення, що наведена до типового фону в 1-м діапазоні частот, м/с^2 ;

$\tilde{\sigma}_{z_i}$ – оцінка середньоквадратичного значення прискорення, яка виміряна на сидінні в 1-м діапазоні частот, м/с^2 ;

$\tilde{\sigma}_{q_i}^*$ – оцінка середньоквадратичного значення функції висоти нерівностей типового агрофона або дороги 1-м діапазоні частот, см ;

$\tilde{\sigma}_{q_i}$ – оцінка середньоквадратичного значення функції висоти нерівностей агрофона або дороги, на яких проводились випробування, в i -м діапазоні частот, см .

Можливість такого приведення заснована на наступних співвідношеннях.

Оцінка спектральної щільності прискорень на виході системи виражається через оцінку спектральної щільності сигналу на вході системи у вигляді відомого перетворення Фур'є:

$$\tilde{S}_{z_i}(w) = \left| \Phi_{z_i}(iw) \right|^2 \cdot \tilde{S}_{q_i}(w), \quad (5.4)$$

де $\Phi_{z_i}(iw)$ – частотна передаточна функція динамічної системи від первісної випадкової функції на вході системи до другої похідної функції

на виході.

Оцінка середньоквадратичного смугового значення випадкової функції визначається виразом:

$$\tilde{\sigma}_i(w) = \left[\int_{w_1}^{w_2} \tilde{S}(w) dw \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (5.5)$$

де $\tilde{S}(w)$ – оцінка спектральної щільності;

w_1, w_2 – граничні значення частотної смуги.

З урахуванням виразів (5.2), (5.4) та (5.5) можна отримати:

$$\frac{\tilde{\sigma}_{q_i}^*}{\tilde{\sigma}_{q_i}} = \left[\frac{\tilde{D}_{q_i}^*}{\tilde{D}_{q_i}} \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (5.6)$$

$$\frac{\tilde{\sigma}_{z_i}^*}{\tilde{\sigma}_{z_i}} = \left[\frac{\tilde{D}_{q_i}^*}{\tilde{D}_{q_i}} \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (5.7)$$

де $\tilde{D}_{q_i}^*, \tilde{D}_{q_i}$ – оцінка дисперсії функцій висоти нерівностей мікропрофілю типового фону і фону, на якому проводилися випробування, відповідно.

Порівнюючи рівняння (5.6) і (5.7), отримуємо вираз (5.3) для приведення результатів виміру оцінки середньоквадратичних смугових значень прискорень на сидінні до типових умов.

Відповідно до вищевикладеного при випробуваннях вимірюють оцінку середньоквадратичного смугового значення прискорень $\tilde{\sigma}_{z_i}$ на сидінні водія і функції висоти нерівностей мікропрофіля $\tilde{\sigma}_{q_i}$. Потім приводять значення $\tilde{\sigma}_{z_i}$ до типових умов по залежності (5.3).

Операція приведення результатів випробувань до типової функції мікропрофілю забезпечує порівнянність результатів, збільшує їх достовірність і наочність, усуває суб'єктивізм при виборі ділянок для випробувань.

Для встановлення параметрів типових функцій мікропрофілю були узагальнені результати вимірювань і розрахунків статистичних характеристик функції висоти нерівностей агрофонів і доріг. Для порівняння були розраховані також статистичні характеристики еталонних фонів по стандарту ISO 5008. Усереднені значення параметрів мікропрофілів прийняті в якості типових (табл. 5.1).

Таблиця 5.1 – Оцінка середньоквадратичних значень функцій висоти нерівностей типових мікропрофілів

Мікропрофіль	Значення параметра в діапазоні частот, см			
	0,88 – 1,4 Гц	1,4 – 2,8 Гц	2,8 – 5,6 Гц	5,6 – 11,2 Гц
Стерня	0,43	0,4	0,29	0,2
Ґрунтова дорога	0,62	0,53	0,36	0,26

Для визначення середньоквадратичних смугових значень випадкових функцій прискорення і висоти нерівностей мікропрофілю в методиці є необхідні алгоритми, які можуть бути реалізовані в математичному програмуванні.

Вихідним матеріалом для розрахунку служить дискретна вибірка рівновіддалених ординат, відрахованих від базової лінії (оптичної осі нівеліра в разі розрахунку параметрів функції мікропрофілю або базової лінії осцилограми в разі розрахунку параметрів прискорень).

У процесі підготовки масиву випадкових чисел проводиться центрування або усунення лінійної складової (тренду). В основу математичної обробки закладено дискретне перетворення Фур'є безпосередньо самого процесу. Середньоквадратичні смугові значення визначаються шляхом інтегрування оцінки спектральної щільності по частоті.

Коефіцієнти ряду Фур'є рекомендується визначати у вигляді комплексних чисел з використанням швидкого перетворення Фур'є по Тьюкі і Кулі:

$$A(f_n) = \frac{1}{N_1} \sum_{k=1}^{N_1} y_k \exp\left(-i \frac{2\pi n_k}{N_1}\right). \quad (5.8)$$

У процесі обчислення оцінки спектральної щільності для зменшення статистичної помилки в результатах розрахунку, пов'язаної з обмеженістю реалізації процесу за часом, використовуються наступні прийоми.

1. Усереднення по відрізках реалізації, що полягає в розбиванні повної реалізації дискретного процесу (N значень) на деяке число m часткових реалізацій по N_1 значень так, щоб:

$$m \cdot N_1 \leq N. \quad (5.9)$$

Коефіцієнти ряду Фур'є визначаються для кожної з часткових реалізацій і в процесі обчислення оцінки спектральної щільності $\tilde{S}(f_n)$ проводиться їх усереднення:

$$\tilde{S}(f_n) = 2 \frac{T_1}{m} \sum_{i=1}^m |A_m(f_n)|^2, \quad (5.10)$$

де T – тривалість часткової реалізації.

2. Згладжування «кінців» відрізків реалізації з метою зменшення зсуву оцінки середньоквадратичних смугових значень шляхом множення кінцевих ділянок на функцію виду:

$$U(t) = \frac{1}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi t}{0,1 \cdot T_1} \right). \quad (5.11)$$

3. Згладжування по частотах, що полягає в усередненні оцінки спектральної щільності по суміжним частотним інтервалам в межах кордонів смуги частот, в яких визначаються середньоквадратичні смугові значення процесу.

Застосування зазначених заходів дозволяє отримати величину статистичної похибки при оцінці значення спектральної щільності, що не пе-

ревищує 10%.

5.3 Вибір жорсткостей опор агрегатів трактора

Проблема зниження віброперевантаження водія трактора залишається в даний час актуальною. Одним з основних джерел високочастотної вібрації на енергонасиченому колісному тракторі типу ХТЗ-150К є двигун. Підвіска силового агрегату (двигун в зборі з коробкою передач і роздавальної коробкою), що включає в себе 4 гумометалеві опори, сприяє гасінню коливань в діапазоні частот звукових вібрацій. Параметри жорсткості віброізоляторів визначають амплітудно-частотну характеристику агрегату і ступінь зниження коливань, що передаються від нього до рами трактора [43].

Вибір найбільш раціональної схеми розташування віброізоляторів в чотирьох точках кріплення силового агрегату, а також віброізоляторів кабіни трактора з метою зниження вібрації рами і кабіни представляє безперечний інтерес. Дослідження параметрів гумових і гумово віброізолятори агрегатів трактора ХТЗ-150К показали, що їх жорсткість в межах промислового допуску на твердість гуми (45 – 60 од. по Шору) має великий розкид (табл. 5.2).

Виходячи з даних досліджень розкиду жорсткостей серійних віброізоляторів, можна припустити, що вібрація, яка передається від силового агрегату до рами і кабіни може змінюватися в широких межах для одного і того ж агрегату, але з різними по жорсткості віброізоляторами.

Таблиця 5.2 – Розкид жорсткостей віброізоляторів

Віброізолятор	Жорсткість $C_{ст}$, кН/м	
	C_{min}	C_{max}
Силового агрегату, боковий	330	1000
Силового агрегату, передній та задній	850	2300
Кабіни	360	1000

Дослідження по вибору найбільш раціонального розміщення опор,

що мають різні жорсткості, з метою зниження рівня вібрації на робочому місці водія проводилися на основі застосування теорії планування багатофакторного експерименту. Ставилося завдання отримання математичної моделі рівня віброшвидкості в кабіні трактора виду:

$$L = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + \dots + b_nx_n, \quad (5.12)$$

де L – рівень віброшвидкості в кабіні трактора;

$b_0, b_1, b_2, \dots, b_n$ – коефіцієнти регресії;

x_1, x_2, \dots, x_n – досліджувані фактори, які впливають на рівень вібрації в кабіні трактора (табл. 5.2).

Таблиця 5.2 – Фактори, що варіюються

Позначення	Фактор	Значення фактора на рівнях	
		-1	+1
x_1	Жорсткість бічних правих віброізоляторів силового агрегату, кН/м	400	800
x_2	Жорсткість бічних лівих віброізоляторів силового агрегату, кН/м	400	800
x_3	Жорсткість переднього віброізолятора силового агрегату, кН/м	1100	2000
x_4	Жорсткість заднього віброізолятора силового агрегату, кН/м	1100	2000
x_5	Жорсткість віброізоляторів кабіни, кН/м	400	1000
x_6	Маса кабіни, кг	700	1000

Маса кабіни змінювалася шляхом регулювання рівня палива в приєднаному до неї баку.

Хід випробувань визначався планом дрібного факторного експерименту типу 2^{6-2} , що дозволило значно скоротити час випробувань при 8-кратною повторності кожного досвіду. Порядок проведення дослідів за планом носив випадковий характер з метою виключення впливу неврахованих і неконтрольованих чинників.

В ході експерименту вимірювалися рівні віброшвидкості (в третьоо-

ктивних смугах діапазону частот 31,5 – 250 Гц) при роботі двигуна з номінальною частотою обертання колінчастого вала під час стоянки трактора. Двигун мав підвищений дисбаланс обертально-поступальних рухомих мас, що дало можливість краще виявити вплив кожного фактора. Для виключення впливу «блукаючого» дисбалансу двигуна, внесеного до загального дисбалансу при перемиканні муфти зчеплення, диски муфти фіксувалися в одному положенні, а двигун працював в режимі холостого ходу.

Обробка результатів експерименту, що проводиться за методом покрокової множинної регресії, що дозволило отримати рівняння регресії шуканого виду (5.12) залежно від досліджуваних факторів x_1, x_2, \dots, x_6 як загального рівня віброшвидкості, так і рівнів віброшвидкості в третьоктавних смугах частот.

Перевірка математичних моделей на інформативність за критерієм Фішера дала позитивні результати після відкидання незначущих коефіцієнтів регресії. Вплив кожного фактора на рівень вібрації оцінювалося за кількісним значенням відповідного коефіцієнта регресії b_i . Чим більше коефіцієнт, тим сильніше вплив фактора на вимірювані величини. При цьому враховувався знак перед коефіцієнтом: «-» – означав зменшення, «+» – збільшення рівня вібрації зі збільшенням фактора.

Порівняльний аналіз 16 дослідів плану експерименту в 6 контрольних точках трактора виявив досліді, в яких рівні віброшвидкості були найменшими. Однак план експерименту типу 2^{6-2} не охопив усіх можливих поєднань чинників. Цей недолік компенсується розрахунками в ході аналізу математичних моделей в залежності рівня віброшвидкості від досліджуваних факторів.

На основі аналізу чисельного експерименту встановлено, що

- бокові віброізолятори силового агрегату (x_1 та x_2) – жорсткі, $C_{ст} \geq 800$ кН/м;
- передні та задні віброізолятори силового агрегату (x_3 та x_4) – м'які, $C_{ст} \leq 1100$ кН/м (при відсутності дисбалансу двигуна бажано замінити передні віброізолятори на жорсткі $C_{ст} \geq 2000$ кН/м);
- віброізолятори кабіни (x_5) – м'які, $C_{ст} \leq 400$ кН/м.

Зниження ваги кабіни внаслідок кращої роботи менш навантажених

віброізоляторів сприяє зменшенню рівня віброшвидкості на робочому місці водія.

На останок слід зазначити, що для відчутного зниження вібрації в кабіні трактора необхідно реалізувати весь комплекс заходів, викладених вище. У разі часткового використання рекомендацій ефект зниження буде незначним і може виявитися в межах похибки вимірювання ($\pm 1 - 3$ дБ).

5.4 Перспективи підвищення ефективності підресорювання тракторних сидінь

Підвищення робочих швидкостей машинно-тракторних агрегатів (МТА) призводить до збільшення рівнів діючих на операторів коливань. Існуючі підвіски сидінь не забезпечують нормативних значень вібрації головним чином через невдалий узгодження параметрів підвісок сидіння і остова трактора. Відомі рекомендації про вибір співвідношення нижчої частоти власних коливань трактора (Ω) і підвіски сидіння (w_c) в діапазоні $w_c/\Omega < 0,7$ в повному обсязі враховують спектральний склад і рівень сталих впливів з боку дороги і інші резонансні режими підвіски остова трактора. Крім того, недостатньо ще досліджено вплив одиничних нерівностей на функціональний стан тракториста. Питання вибору оптимального демпфірування, обмеження амплітуди коливань і сил сухого тертя в направляючому механізмі сидіння при сталих і одиничних впливах також розглянуті ще неповно [3, 44 – 45].

Нормативні документи (ГОСТ 12.1.012-78, СТ РЕВ 1932-79 і СТ ІСО 2631-74) показують, що для оцінки ефективності підвіски сидіння найбільш важливі прискорення в перших чотирьох октавах, небезпечних як у функціональному, так і в фізіологічному плані. Вібрації в інших октавах досить ефективно можуть зменшувати подушка сидіння, підвіска кабіни та ін.

Існуючі підвіски знижують вібрацію тільки в смузі частот, великих 4 Гц. Резонансні частоти деяких життєво важливих органів мають нижню межу 1 ... 5 Гц [46]. Відповідно при частотах $f \geq 1$ Гц необхідно забезпечити ефективний віброзахист. Отже, частота f_c власних коливань підвіски

сидіння повинна бути 0,5 ... 0,75 Гц. Однак підвіска з такою малою жорсткістю чутлива до змін і положенню маси оператора. Тому підвіска повинна мати автоматичний регулятор статичного положення [46].

Для запобігання удару підресореної частини підвіски щодо непідресореної її слід оснастити пружними упорами з прогресивною характеристикою на кінцях динамічного ходу сидіння.

Найбільш прийнятна з конструктивної точки зору і найменш енергоємна пневматична підвіска зі зворотним зв'язком по відносним переміщенням, для якої необхідне джерело стисненого повітря. Для вибору оптимальних параметрів такої підвіски використовуємо її математичну модель. Розрахункова схема пневматичної підвіски з сухим тертям і регулятором статичного положення показана на рис. 5.3.

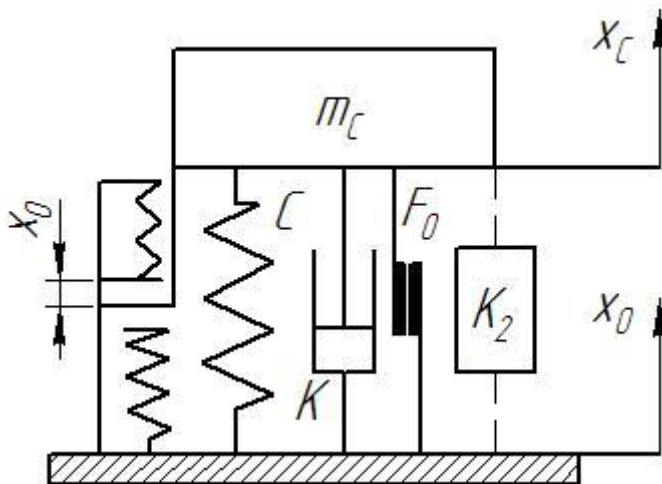


Рисунок 5.3 – Розрахункова схема підвіски сидіння

Диференціальні рівняння, що описують коливання підвіски, мають вигляд

$$\begin{aligned}
m_c \ddot{x}_c + K_1 (\dot{x}_c - \dot{x}_0) + \left\{ C_0 + \frac{P_0}{10x_1} \exp \left[0,73 \cdot 10^4 \left((x_c - x_0)^2 - x_1^2 \right) \right] \right\} \cdot (x_c - x_0) = \\
-P_d S - \frac{2}{\pi} F_0 \cdot \operatorname{arctg} (\dot{x}_c - \dot{x}_0) \cdot 10^6; \\
\dot{P}_d = -K_1 P_d + \frac{K_2 C_c (x_c - x_0)}{S},
\end{aligned} \tag{5.13}$$

де m_c – приведена до пружного елементу маса оператора та сидіння, кг;

\ddot{x}_c , \dot{x}_c , x_c – прискорення, швидкість та переміщення сидіння, м/с², м/с, м;

K_1 – коефіцієнт демпфірування;

C_c – жорсткість підвіски в зоні статичної рівноваги, Н/м;

P_0 – відновлювальна сила в кінці ходу підвіски, Н;

x_1 – відстань від положення статичної рівноваги до пружних упорів, м;

\dot{x}_0 , x_0 – швидкість та переміщення точки остову під сидінням, м/с, м;

K_2 – коефіцієнт, що визначає швидкість наповнення ємності підвіски повітрям;

P_d – динамічний тиск повітря, Па;

F_0 – сила сухого тертя, Н;

S – ефективна площа пружного елементу, м².

Вираз $\frac{P_0}{10x_1} \exp \left[0,73 \cdot 10^4 \left((x_c - x_0)^2 - x_1^2 \right) \right]$ апроксимує прогресивну характеристику пружних упорів.

Як відомо, рішення диференціального рівняння залежить від виду правої частини, тобто стосовно нашого випадку від вхідного впливу \dot{x}_0 , x_0 .

Значення амплітуди вхідного впливу знаходять при вирішенні сис-

теми диференціальних рівнянь коливань всього трактора при русі за випадковим мікропрофілем, що визначається за ГОСТ 12.002-81.

Відповідно до цього ж ГОСТу випадковий мікропрофіль замінений гармонійним збуренням з амплітудою, яка залежить від частоти впливу.

Система диференціальних рівнянь коливань трактора була чисельно розв'язано методом Рунге-Кутта для точки остова під сидінням (рис. 5.4). Як видно, переміщення точки остова під сидінням має два виражених максимуму, що обумовлені резонансами трактора на ресорах переднього моста і на шинах заднього. Другий резонанс особливо шкідливий, так як знаходиться в небезпечній для оператора третьої октави.

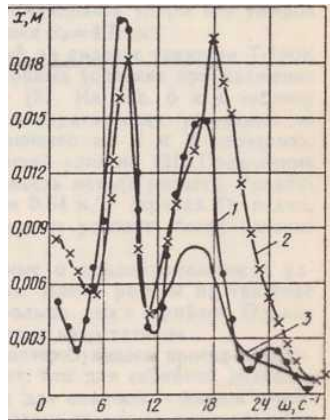


Рисунок 5.4 – Переміщення точки остова під сидінням:

1 – на II передачі; 2 – на V передачі; 3 – на V передачі з піддресорним заднім мостом

При вирішенні системи рівнянь були розглянуті наступні варіанти підвіски сидіння.

1. При відсутності сухого тертя ($F_0 = 0$) визначена оптимальна жорсткість C_c при заданих значеннях вузького коефіцієнта демпфірування (K_1) (амортизатор).

2. Для отриманого C_c знайдений оптимальний коефіцієнт K_1 .

3. При оптимальних значеннях C_c і K_1 встановлено вплив сили сухого тертя в направляючому механізмі.

4. При проїзді одиничної нерівності при різних значеннях C_c і K_1 оцінені рівні прискорень на сидінні.

В результаті розрахунків були отримані абсолютні прискорення, відносні переміщення і коефіцієнт передачі прискорень сидіння. В якості можливого найкращого варіанту ці ж характеристики розраховували для активної підвіски зі зворотним зв'язком по прискоренням. Наведена маса сидіння була збільшена в 5 разів у порівнянні з реальною. Активна підвіска зі зворотним зв'язком по прискоренню також має максимуми прискорень і переміщень в зонах резонансів остова.

Для вибору оптимальної жорсткості підвіски змінювали значення C_0 і K_1 в чотирьох октавах. Оптимальне значення жорсткості було отримано при мінімальних абсолютних значеннях прискорень на сидінні і відносних переміщеннях ($x_c - x_0$), що не перевищують динамічний хід (6 см за ГОСТом 12.1.012-78), та склало 1000...2000 Н/м.

Найбільш характерні гармонійні поодинокі нерівності, що зустрічаються на дорогах, які бувають короткі і довгі, з висотою відповідно 4,5 см і 6 см, а також довжиною 0,7 м і 3,0 м.

З огляду на базу трактора Т-150К, яка дорівнює $L_0 = 3,0$ м, а також рекомендовані ГОСТ 12.002-81 для дослідження швидкості руху 2,1 і 5,15 м/с при проїзді одиничної нерівності, отримаємо еквівалентні частоти збурення 6, 10, 18 і 36 с^{-1} . При розрахунках в рівняннях (5.13) через інтервал $\frac{2\pi}{w}$ значення x_0 прирівнюється 0 (нулю), що рівнозначно зняттю впливу (закінчення проїзду нерівності). В якості оціночного критерію плавності руху трактора приймаємо вираз:

$$J = \frac{1}{T_0} \int_0^{\infty} \ddot{x}_c^2(t) dt, \quad (5.14)$$

де T_0 – період затухаючих коливань.

Результати розрахунків наведені рис. 5.5. Як видно, найменші зна-

чення критерію відповідають коефіцієнтам демпфірування $K_1 = 100 \dots 200$ Нс/м. Менші значення K_1 не забезпечують достатнього гасання коливань.

Таким чином, при проектуванні підвісок конкретного трактора оптимальну жорсткість необхідно визначати при гармонійних збуреннях зі змінною по частоті амплітудою, а оптимальний коефіцієнт демпфірування – при проїзді одиничної нерівності.

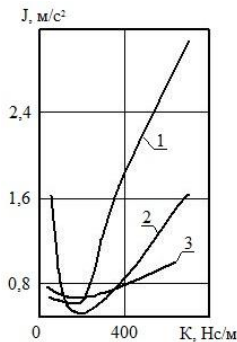


Рисунок 5.5 – Зміна критерію J в залежності від коефіцієнта демпфірування при переїзді одиничної нерівності:

1 – на II передачі; 2 – на V передачі; 3 – на V передачі з підресорним заднім мостом

У нормативних документах відсутні вимоги щодо допустимих прискорень при проїзді трактором одиничної нерівності. Для цього випадку пропонується гранично допустимий рівень одноразового одиничного впливу $\sigma_0 = 9,2$ м/с. Однак критерію оцінки допустимого рівня багаторазово повторюваних одиничних впливів немає. Такі дії відрізняються від випадкових і гармонійних наявністю часу відновлення між впливами, що знижує стомлюваність оператора. В порядку обговорення наведені результати досліджень, які підтверджують цю точку зору.

Згідно ГОСТ 12.002-81 в середньому одна одинична нерівність зустрічається на 100 м. При середньому пробігу 40 км трактора за зміну (8 год роботи) число одиничних нерівностей може становити близько 400

(у випадку транспортних робіт, де спостерігаються більш несприятливі умови роботи з точки зору ергономіки). Для середньої швидкості 6 м/с час дії одиначної нерівності складе 17 с.

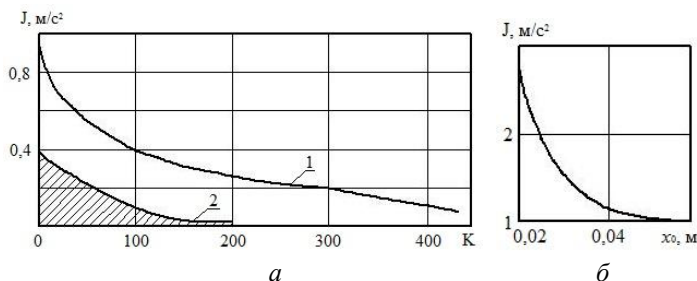


Рисунок 5.6 – Допустимий рівень критерію J :

a – що переноситься без відчутного стомлення; $б$ – впливу положення упорів на критерій J

Інтервал часу між поодинокими імпульсами був обраний в якості часу відпочинку оператора. Було виявлено, що на самопочуття і зорове стомлення оператора впливає нагромадження імпульсів. Так, 400 подвійних імпульсів за рахунок значного зменшення переносяться тільки при значенні критерію $J < 1 \text{ м/с}^2$. Цей рівень і був обраний за нормативний (допустимий для одиначного впливу з урахуванням 8 годинної роботи).

На рис. 5.6 (а) показано зміна (крива 1) допустимого рівня критерію J , що переноситься без відчутного стомлення в залежності від числа одиначних імпульсів. Крива 2 обмежує рівень критерію нечутливості до одиначних впливів, що свідчить про необхідність при оцінці ефективності віброзахисту сидінь враховувати поодинокі впливи.

Розрахунки підвіски при одиначному впливі дозволяють також оптимізувати положення інших упорів (рис. 5.6 (б)). Так, при $J = 1 \text{ м/с}^2$ можна встановлювати упори без шкоди для віброізоляції до положення $x_0 = 4,7 \text{ см}$.

Таким чином, наведено алгоритм оцінки перспективності підвищення ефективності підресорювання тракторних сидінь.

РОЗДІЛ 6. НАВАНТАЖЕНІСТЬ ТРАНСМІСІЇ

Дослідження динамічних перевантажень в трансмісії, як тракторів, так і автомобілів, дозволить вирішити ряд важливих практичних задач за для підвищення технічного рівня в автомобіле- та тракторобудуванні і тим самим збільшить експлуатаційні якості розроблюваної вітчизняної техніки [33].

При постійній експлуатації тракторних трансмісій спостерігається висока навантаженість деталей, що підтверджується недостатнім ресурсом роботи. Як відомо, режими навантаження трансмісії різноманітні, що обумовлено, як внутрішніми процесами (жорсткість, деформація, тощо), так і умовами експлуатації.

При русі по нерівній поверхні колісного трактора відбувається деформація коліс, що викликає додатковий опір руху та крутні моменти на колесах. Для встановленого режиму роботи момент, що розвивається від двигуна внутрішнього згоряння, урівнює постійну складову реакції зовнішнього середовища. Змінна частина впливу у вигляді моменту опору кочення, що діє на колеса, є по відношенню до трансмісії збуренням, що визначається коливанням системи.

6.1 Підхід до визначення навантаженості трансмісії колісного трактора при впливі нерівностей поверхні

Аналізуючи наукову літературу [3, 47 – 49], яка присвячена розгляду питань, що пов'язані з дослідженням навантаженості трансмісії, необхідно звернути увагу на різноплановість цих робіт. Проте актуальним залишається питання, що пов'язано з дослідженням навантаженості трансмісії від впливу нерівностей поверхні.

Але, в залежності від поставлених задач досліджень, прийнятої розрахункової схеми моделі, а також застосовуванням того чи іншого методу дослідження, в цих роботах приймався ряд припущень, які потребують уточнення, а методи досліджень - подальшого розвитку та аналізу.

Як відомо, збурення, що діють на трансмісії від нерівностей доріг, охоплюють лише низькочастотні власні коливання трансмісії, в той час,

як високочастотні власні коливання мають відносно меншу ступінь охоплення.

В коливальну систему, що еквівалентна трансмісії трактора (рис. 6.1), входять лише приведені маси та сумарна піддатливість трансмісії та шин.

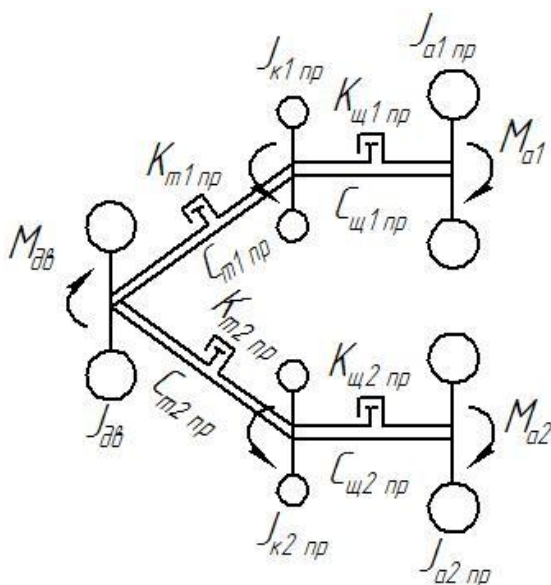


Рисунок 6.1 – Коливальна система, що еквівалентна трансмісії трактора

Необхідно відзначити, що дисипативні сили значно ускладнюють аналіз коливальної системи. Розрахунок навантаженості трансмісії виконується за допомогою опису коливань моментів, що навантажують пружні ланки коливальної системи.

Отже, диференційні рівняння коливальних моментів виглядає наступним чином

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{M}_{m1} + b_1 \cdot \dot{M}_{m1} + a_1 \cdot M_{m1} + b_2 \cdot \dot{M}_{m2} + a_2 \cdot M_{m2} - b_3 \cdot \dot{M}_{u1} - \\ \quad - a_3 \cdot M_{u1} = a_3 \cdot M_{\kappa 1}(t); \\ \ddot{M}_{m2} + b_4 \cdot \dot{M}_{m2} + a_4 \cdot M_{m2} + b_5 \cdot \dot{M}_{m1} + a_5 \cdot M_{T1} - b_6 \cdot \dot{M}_{u2} - \\ \quad - a_6 \cdot M_{u2} = a_6 \cdot M_{\kappa 2}(t); \\ \ddot{M}_{u1} + b_7 \cdot \dot{M}_{u1} + a_7 \cdot M_{u1} - b_8 \cdot \dot{M}_{m1} - a_8 \cdot M_{m1} = \\ \quad = -a_8 \cdot M_{\kappa 1}(t); \\ \ddot{M}_{u2} + b_9 \cdot \dot{M}_{u2} + a_9 \cdot M_{u2} - b_{10} \cdot \dot{M}_{m2} - a_{10} \cdot M_{m2} = \\ \quad = -a_{10} \cdot M_{\kappa 2}(t); \end{array} \right. \quad (6.1)$$

$$\begin{aligned} \text{де} \quad a_1 &= \frac{C_{m1}}{J_{\partial\theta}} + \frac{C_{m1}}{J_{k1}}; \quad a_2 = \frac{C_{m1}}{J_{\partial\theta}}; \quad a_3 = \frac{C_{m1}}{J_{k1}}; \quad a_4 = \frac{C_{m2}}{J_{\partial\theta}} + \frac{C_{m2}}{J_{k2}}; \\ a_5 &= \frac{C_{m2}}{J_{\partial\theta}}; \quad a_6 = \frac{C_{m2}}{J_{k2}}; \quad a_7 = \frac{C_{u1}}{J_{\kappa 1}} + \frac{C_{u1}}{J_{a1}}; \quad a_8 = \frac{C_{u1}}{J_{\kappa 1}}; \quad a_9 = \frac{C_{u2}}{J_{\kappa 2}} + \frac{C_{u2}}{J_{a2}}; \\ a_{10} &= \frac{C_{u2}}{J_{\kappa 2}}; \quad b_1 = \frac{K_{m1}}{J_{\partial\theta}} + \frac{K_{m2}}{J_{k2}}; \quad b_2 = \frac{K_{m2} \cdot C_{m1}}{C_{m2} \cdot J_{\partial\theta}}; \quad b_3 = \frac{K_{u1} \cdot C_{m1}}{C_{u1} \cdot J_{\kappa 1}}; \\ b_4 &= \frac{K_{m2}}{J_{\partial\theta}} + \frac{K_{m2}}{J_{k2}}; \quad b_5 = \frac{K_{m1} \cdot C_{m2}}{C_{m1} \cdot J_{\partial\theta}}; \quad b_6 = \frac{K_{u2} \cdot C_{m2}}{C_{u2} \cdot J_{k2}}; \quad b_7 = \frac{K_{u1}}{J_{\kappa 1}} + \frac{K_{u1}}{J_{a1}}; \\ b_8 &= \frac{K_{m1} \cdot C_{u1}}{C_{m1} \cdot J_{\kappa 1}}; \quad b_9 = \frac{K_{u2}}{J_{\kappa 2}} + \frac{K_{u2}}{J_{a2}}; \quad b_{10} = \frac{K_{m2} \cdot C_{u2}}{C_{m2} \cdot J_{\kappa 2}}. \end{aligned}$$

Сформувавши диференційні рівняння, розглянемо вимушені коливання. Передаточні функції знайдемо за допомогою перетворення Лапласу, які будуть визначені окремо при впливі на колеса переднього та заднього мостів:

– передаточна функція від впливу на колеса переднього моста до моменту, що навантажує привід переднього моста

$$W_{M_{m1}/M_{k1}}(S) = \frac{M_{m1}(S)}{M_{k1}(S)}; \quad (6.2)$$

– передаточна функція від впливу на колеса переднього моста до моменту, що навантажує привід заднього моста

$$W_{M_{m2}/M_{k1}}(S) = \frac{M_{m2}(S)}{M_{k1}(S)}; \quad (6.3)$$

– передаточна функція від впливу на колеса заднього моста до моменту, що навантажує привід переднього моста

$$W_{M_{m1}/M_{k2}}(S) = \frac{M_{m1}(S)}{M_{k2}(S)}; \quad (6.4)$$

– передаточна функція від впливу на колеса заднього моста до моменту, що навантажує привід заднього моста

$$W_{M_{m2}/M_{k2}}(S) = \frac{M_{m2}(S)}{M_{k2}(S)}. \quad (6.5)$$

На основі обчислення рівнянь (6.1 – 6.5) отримано можливість оцінити завантаження трансмісії.

При складанні диференційних рівнянь, що описують роботу в площинах підвіски необхідно скласти схему розрахункової моделі трактору (рис. 6.2).

Для складання математичної моделі коливань досліджуваної системи скористаємося основним способом, який базується на рівнянні Лагранжа 2-го роду. Рівняння складаються для кожної маси входить в розрахункову систему.

Конкретно для колісного трактору типу ХТЗ з двома ведучими мостами диференційні рівняння коливань мають наступний вид:

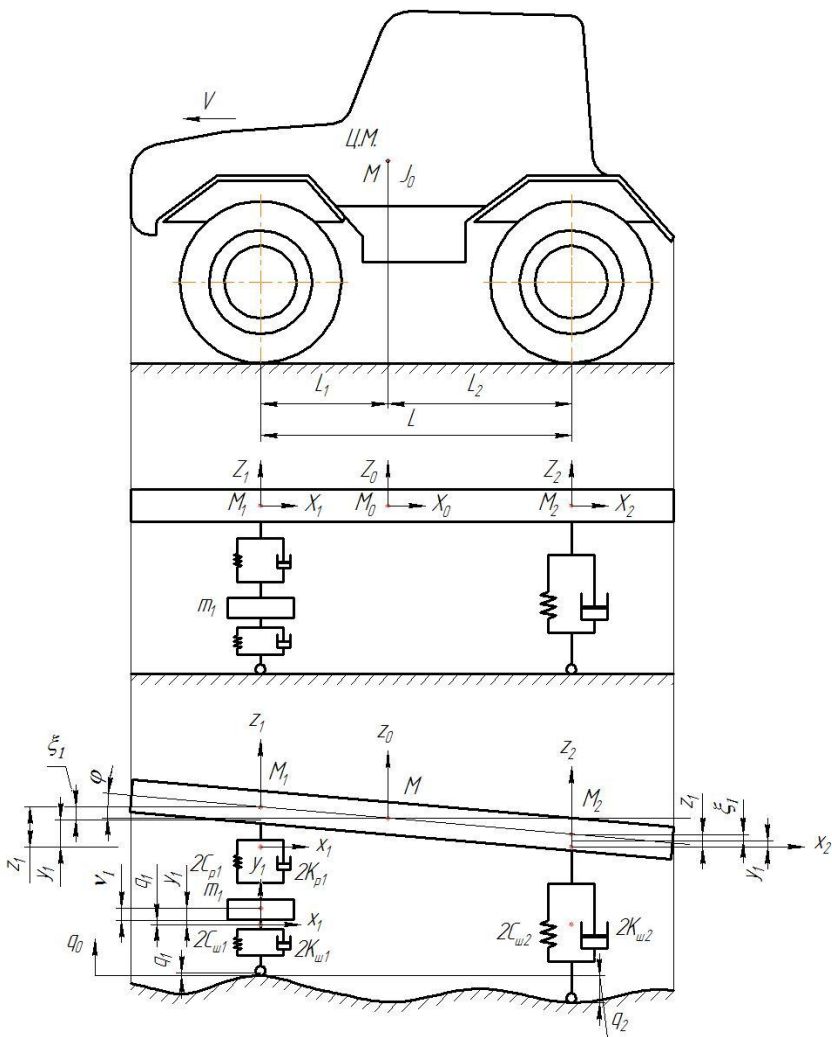


Рисунок 6.2 – Схема розрахункової моделі трактора

$$\left\{ \begin{aligned} \ddot{z}_1 + \frac{2 \cdot K_{p1}}{M_1} \cdot \dot{z}_1 + \frac{2 \cdot C_{p1}}{M_1} \cdot z_1 - \frac{2 \cdot K_{p1}}{M_1} \cdot \dot{y}_1 - \frac{2 \cdot C_{p1}}{M_1} \cdot y_1 &= 0 \\ \ddot{y}_1 + \frac{(2 \cdot K_{p1} + 2 \cdot K_{u1})}{m_1} \cdot \dot{y}_1 + \frac{(2 \cdot C_{p1} + 2 \cdot C_{u1})}{m_1} \cdot y_1 - \frac{2 \cdot K_{p1}}{m_1} \cdot \dot{z}_1 - \frac{2 \cdot C_{p1}}{m_1} \cdot z_1 &= \\ &= \frac{2 \cdot K_{u1}}{m_1} \cdot \dot{q}_1(t) + \frac{2 \cdot C_{u1}}{m_1} \cdot q_1(t) \\ \ddot{z}_2 + \frac{(2 \cdot K_{p2} + 2 \cdot K_{u2})}{m_2} \cdot \dot{z}_2 + \frac{(2 \cdot C_{p2} + 2 \cdot C_{u2})}{m_2} \cdot z_2 - \frac{2 \cdot K_{p2}}{m_2} \cdot \dot{y}_2 - \frac{2 \cdot C_{p2}}{m_2} \cdot y_2 &= \\ &= \frac{2 \cdot K_{u2}}{m_2} \cdot \dot{q}_2(t) + \frac{2 \cdot C_{u2}}{m_2} \cdot q_2(t) \end{aligned} \right. \quad (6.6)$$

Одним з рішень диференціальних рівнянь можливо за допомогою перетворення Лапласа, що може бути застосовано для радіального проги-ну шин $f_1 = q_1(t) - y_1$ та $f_2 = q_2(t) - z_2$.

Спектральні щільності, що збурюють коливання в трансмісії, моме-нтів, що діють на колеса переднього та заднього мостів

$$\left\{ \begin{aligned} S_{M_{k1}} &= f^2 \cdot r_k^2 \cdot C_{up1}^2 \cdot |W_{f1}(iw)|^2 \cdot S_q(w); \\ S_{M_{k2}} &= f^2 \cdot r_k^2 \cdot C_{up2}^2 \cdot |W_{f2}(iw)|^2 \cdot S_q(w). \end{aligned} \right. \quad (6.7)$$

де f – коефіцієнт опору кочення;

r_k – радіус кочення колеса;

C_{up} – радіальна жорсткість шин колеса;

$W_f(iw)$ – передаточна функція підвіски ведучого моста

$$W_f(iw) = \frac{(C_{up} / M)^2}{(C_{up} / M)^2 - w^2}, \quad (6.8)$$

w – поточне значення частоти;

$S_q(w)$ – спектральна щільність збурення фону.

На основі рівнянь (6.6 – 6.8) сформовано диференційні рівняння, що описують плавність руху колісного трактора з двома ведучими мостами.

При оцінюванні завантаженості трансмісії від впливу нерівностей необхідно проаналізувати значення дисперсії змінного моменту для n -ої деталі

$$D_{M_n} = 2 \cdot \int_0^{\infty} S_{M_{mn}}(w) dw, \quad (6.9)$$

де $S_{M_{mn}}$ – спектральні щільності моментів, що навантажують два вали трансмісії, які визначаються за наступним рівнянням

$$\begin{cases} S_{M_{m1}} = |W_{M_{m1}/M_{k1}}|^2 S_{M_{k1}} + |W_{M_{m1}/M_{k2}}|^2 S_{M_{k2}}; \\ S_{M_{m2}} = |W_{M_{m2}/M_{k1}}|^2 S_{M_{k1}} + |W_{M_{m2}/M_{k2}}|^2 S_{M_{k2}}. \end{cases} \quad (6.10)$$

Для визначення процесу коливань моменту на окремих деталях дисперсія кожної гармоніки, що є складовою $S_{M_m}(w)$, необхідно помножити на квадрат передавального числа трансмісії.

Таким чином, викладено підхід, який оцінює завантаження трансмісії колісного трактора типу ХТЗ при впливі нерівностей поверхні. Наведено опис передавальної функції механічної трансмісії, який обчислює завантаженість трансмісії за допомогою опису коливань моментів, що навантажують пружні ланки коливальної системи. Наведено підхід до оцінки впливу нерівностей доріг (за рахунок дослідження плавності руху) на завантаження механічної трансмісії колісного трактора.

6.2 Вплив плавності ходу колісних тракторів на навантаженість трансмісії

При проведенні дослідно-конструкторських робіт з модернізації трактора ХТЗ-150К з метою подальшого поліпшення його техніко-

економічних показників з'явилася необхідність перевірки можливості і доцільності встановлення шин більшого діаметра і вантажопідйомності моделі 600-665 замість серійних шин моделі 530-610Р. Жорсткість шин 600-665 нижче жорсткості шин 530-610Р. Це дало можливість зробити припущення про анулювання ресор і амортизаторів [50]. Теоретичні та експериментальні дослідження були проведені спільно з АТ «ХТЗ» та кафедрою автомобіле- і тракторобудування НТУ «ХПІ».

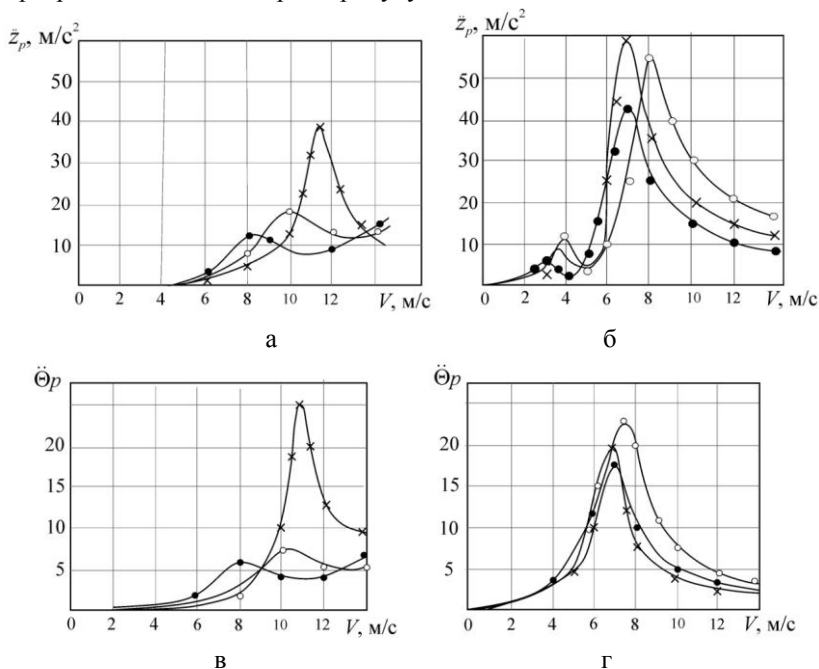


Рисунок 6.3 – Максимальні прискорення на рамі тракторів:

а – вертикальні прискорення ($l=8$ м); б – вертикальні прискорення ($l=3$ м);
 в – поздовжньо-кутові прискорення ($l=8$ м); г – поздовжньо-кутові прискорення ($l=3$ м);
 о – ХТЗ-150К; х – модернізований ХТЗ-150К без ресор;
 ● – модернізований ХТЗ-150К з ресорами

Плавність ходу оцінювали за максимальними прискоренням вертикальних і поздовжньо-кутових коливань рами і вертикальних коливань на

сидінні водія. Плавність ходу досліджували на фонах, характерних для тягових і транспортних робіт. Крок і висота нерівностей прийняті наступними: $l = 0,7$ і $1,4$ м, $q_0 = 0,04$ м; $l = 3$ і 8 м, $q_0 = 0,06$ м. Результати наведені на рис. 6.3 – 6.4.

На нерівностях з кроком 8 і 3 м найменший рівень вертикальних і кутових коливань остову спостерігається у модернізованого трактора ХТЗ-150К з ресорами. Найбільші прискорення в резонансній зоні має трактор без ресор (рис. 6.3). На нерівностях з кроком 1,4 і 0,7 м максимальні вертикальні прискорення на рамі серійного і модернізованого тракторів практично однакові (рис. 6.4)

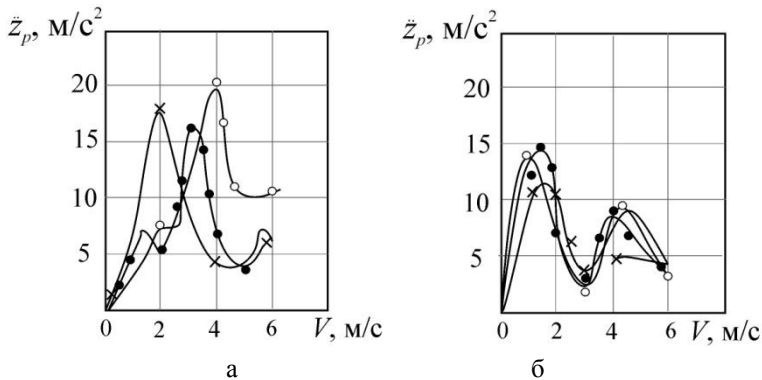


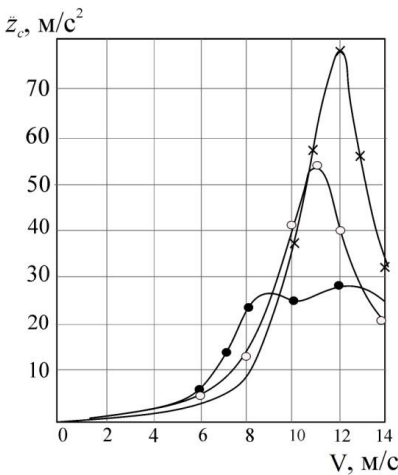
Рисунок 6.4 – Максимальні вертикальні прискорення на рамі тракторів: а – $l=1,4$ м; б – $l=0,7$ м; \circ – ХТЗ-150К; \times – модернізований ХТЗ-150К без ресор; \bullet – модернізований ХТЗ-150К з ресорами

Прискорення на сидінні водія модернізованого трактора без ресор перевищують прискорення на сидіння серійного трактора ХТЗ-150К в 1,5 – 2 рази, в той час як у модернізованого трактора з ресорами рівень прискорень на сидінні в 1,3 – 1,8 рази нижче, ніж у серійного трактора при русі на всіх досліджуваних фонах. Це пояснюється тим, що власні частоти підвіски остова і сидіння трактора без ресор близькі за величиною: $f_{сид} = 1,5$ Гц, $f_{сид} = 1,5...1,6$ Гц. У трактора з ресорами перша власна частота дорівнює 1,24 Гц. Діапазон обурюють частот 1,4 ... 2,5 Гц

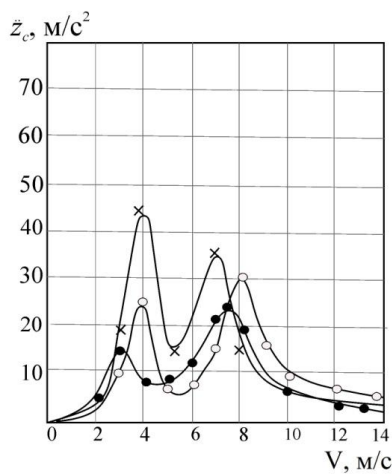
(рис. 6.5).

Експериментальні дослідження плавності ходу проводили на ґрунтовій і бетонній дорогах з використанням транспортних передач. В ході досліджень фіксували вертикальні прискорення на сидінні водія і рамі трактора над переднім і заднім мостами.

Результати експериментальних досліджень наведені на рис. 6.6 – 6.7. Аналіз експериментальних даних показує, що з ростом швидкості руху від 14 км/год (3,9 м/с) до 29 км/год (8 м/с) на ґрунтовій дорозі середньоквадратичні прискорення на сидінні водія на серійному тракторі ХТЗ-150К змінюються від 0,16g до 0,34g, а на модернізованому тракторі без ресор – від 0,24g до 0,38g, тобто в 1,4 – 1,5 рази вище. При цьому середньоквадратичні прискорення рами над переднім мостом у обох тракторів практично однакові і змінюються від 0,13g до 0,36g. Прискорення рами над колесами заднього моста у серійного трактора ХТЗ-150К змінюються від 0,11g до 0,23g, а у модернізованого від 0,1g до 0,38g. Отже, при швидкостях 14 ... 15 км/год прискорення над заднім мостом у обох варіантів практично однакові, але з ростом швидкості до 29 км/год прискорення рами трактора без ресор в 1,6 рази більше, ніж рами трактора з ресорами.



а



б

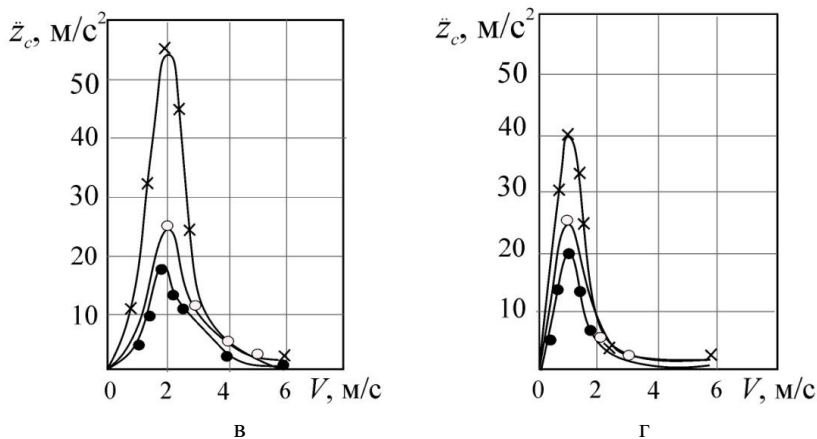


Рисунок 6.5 – Максимальні вертикальні прискорення на сидінні водія тракторів при русі по різноманітних фонах: а – $l=8$ м; б – $l=3$ м; в – $l=1,4$ м; г – $l=0,7$ м; \circ – ХТЗ-150К; \times – модернізований ХТЗ-150К без ресор; \bullet – модернізований ХТЗ-150К з ресорами

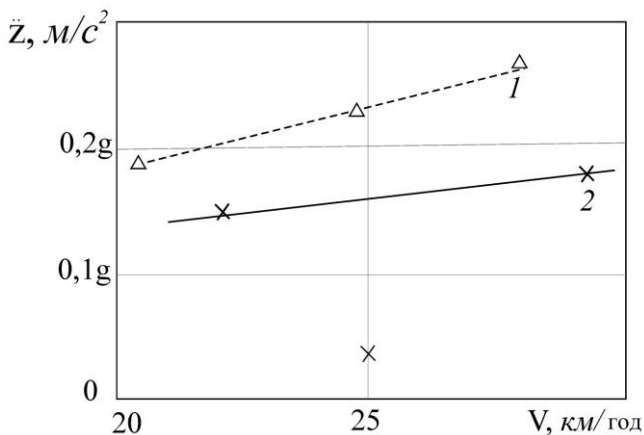


Рисунок 6.6 – Середньоквадратичне прискорення на сидіння водія тракторів з причепом ПТС-9 при виконанні транспортних робіт на асфальто-бетонній дорозі:

1 – модернізований ХТЗ-150К; 2 – ХТЗ-150К

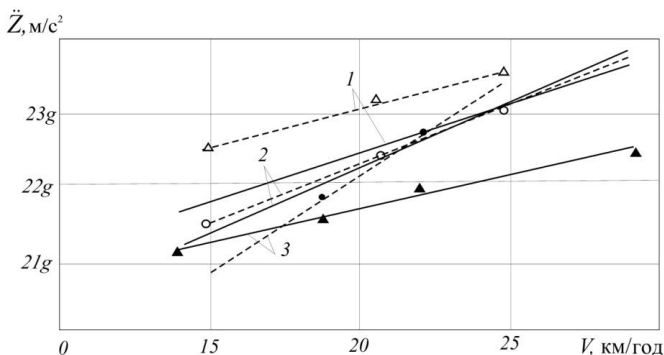


Рисунок 6.7 – Середньоквадратичне прискорення на вузлах тракторів при виконанні транспортних робіт на сухій ґрунтовій дорозі:
 ——— ХТЗ-150К; — — — модернізований ХТЗ-150К; 1 – сидіння водія;
 2 – рама над переднім мостом; 3 – рама над заднім мостом

При виконанні транспортних робіт на асфальтобетонній дорозі прискорення на сидінні водія на модернізованому тракторі ХТЗ-150К з ростом швидкості від 20 до 30 км/год змінюються від 0,19g до 0,26g, а на серійному ХТЗ-150К – від 0,14g до 0,18g. Отже, на тракторі без ресор прискорення на сидінні водія в 1,33 – 1,45 рази більше, ніж на серійному тракторі.

Для аналізу частотних характеристик прискорень на сидінні водія тракторів були підраховані їх кореляційні функції і спектральні щільності. Аналіз кореляційних функцій показує, що в коливальному процесі має місце періодична складова, причому період її коливань практично не залежить від швидкості руху трактора і становить 0,455 ... 0,5 с.

Аналіз спектральних густин вертикальних прискорень сидіння водія тракторів ХТЗ-150К показує, що основна частота становить 2 ... 2,2 Гц і практично не залежить від швидкості руху трактора. При виконанні трактором без ресор орних робіт на стерні пшениці на глибину 30 см прискорення на сидіння складо 0,16g (поверхневий шар землі на глибині 2 ... 3 мм був мерзлим).

На основі вище зазначеного можна стверджувати, що оцінка навантаженості трансмісії від впливу дороги проведена для випадку руху по

грунтовій дорозі зі швидкістю 10, 20, 30 км/год; по брукової дорозі зі швидкістю 20 і 30 км/год; при оранці стерні озимої пшениці зі швидкістю 10 км/год. Дослідження показали, що найбільші навантаження сприймає трансмісія трактора при русі по ґрунтовій дорозі зі швидкістю 20 км/год. Величина моменту, що навантажує трансмісію при роботі трактора з одним ведучим мостом в 4 рази вище, ніж при роботі з двома ведучими мостами.

Для визначення впливу підресорювання остова трактора на навантаженість трансмісії було розглянуто варіант трактора без ресор. Результати розрахунку показали, що при відсутності ресор в передній підвісці остова середньоквадратичне значення моменту, що навантажує піввісь, в 1,3 – 1,4 рази перевищує значення моменту на півосях трактора з ресорної підвіскою.

Це ще раз підкреслює істотну роль впливу коливань трактора не тільки на умови праці водія і навантаженість несучої системи, але і на формування навантажень в трансмісії.

РОЗДІЛ 7. КЕРОВАНІСТЬ ТА СТІЙКІСТЬ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА

7.1 Дослідження керованості та стійкості руху трактора ХТЗ-150К

Перспективні технології і індустріальні методи обробки зернових культур висувають підвищені вимоги до стійкості руху і керованості тракторів і робочих машин, що агрегатуються з ними. Саме ці динамічні властивості багато в чому визначають характер руху всіх ланок машинно-тракторного агрегату (МТА) і безпосередньо впливають на агротехнічні показники якості виконуваних робіт [51].

Стійкість визначає стабільність заданих водієм (системою автоматичного водіння) параметрів руху і обмежує можливість самовільного виходу контрольованих величин за допустимі межі. Керованість, в свою чергу, дозволяє організувати рух агрегату в допустимих межах відхилень регульованих параметрів шляхом коригування дійсного режиму руху в разі, якщо цього вимагає ситуація в полі, сталася помилка при управлінні або на траєкторію руху вплинули постійно діючі обурення.

Спільний розгляд стійкості напрямки руху і керованості дає цінну інформацію про шляхи поліпшення динамічних і функціональних якостей мобільних машин.

Стосовно до сільськогосподарських тракторів і МТА нами розроблений комплекс засобів і методів теоретичної та експериментальної оцінки стійкості їх руху і керованості.

В основу теоретичних досліджень колісного шарнірно зчленованого трактора типу ХТЗ-150К, розрахункова схема якого представлена на рис. 7.1, покладена математична модель, що враховує еластичність шин і деформованість опорної поверхні [52].

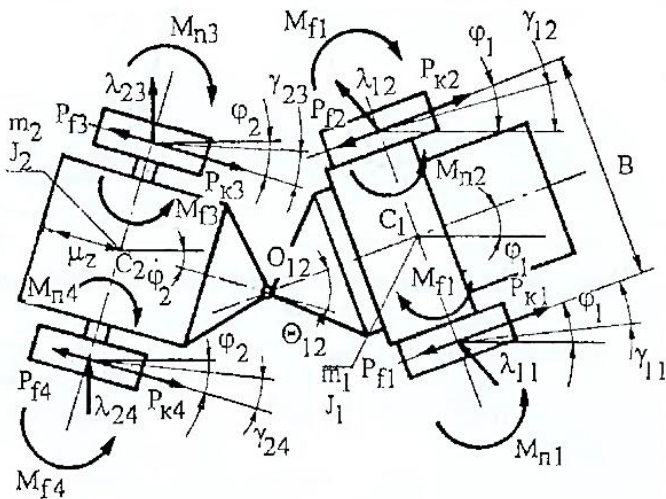


Рисунок 7.1 – Розрахункова схема

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{y}_1 - k_0 \ddot{\phi}_2 = -k_0 \dot{\phi}_2 \phi_2 + k_1 \phi_2 + k_0 \ddot{\phi}_1 + k_2 \dot{\phi}_1^2 + \\ + k_3 \phi_1 + k_{10} \gamma_{11} + k_{11} \gamma_{12} + k_{12} \gamma_{23} + k_{13} \gamma_{24}; \\ \ddot{y}_1 - k_4 \ddot{\phi}_2 = k_5 \dot{\phi}_1^2 \phi_2 - k_6 \phi_2 + k_7 \ddot{\phi}_1 - k_5 \dot{\phi}_1^2 \phi_1 - \\ - k_8 - k_9 - k_{14} \gamma_{23} - k_{15} \gamma_{24} - k_{16}; \\ \dot{x}_1^2 = k_{17} - \dot{y}_1; \quad y_2 = y_1 - k_5 \phi_1 - k_7 \phi_2; \\ \gamma_{11} = \frac{\dot{x}_1 \phi_1 - \dot{y}_1 - k_{18} \dot{\phi}_1}{\dot{x}_1 \dot{\phi}_1 + \dot{y}_1 \phi_1 + k_{19} \dot{\phi}_1}; \\ \gamma_{12} = \frac{\dot{x}_1 \phi_1 - \dot{y}_1 - k_{18} \dot{\phi}_1}{\dot{x}_1 + \dot{y}_1 \phi_1 - k_{19} \dot{\phi}_1}; \\ \gamma_{23} = \frac{\dot{x}_1 \phi_2 - \dot{y}_1 + k_5 \dot{\phi}_1 + k_{20} \dot{\phi}_2}{\dot{x}_1 + \dot{y}_1 \phi_2 + k_5 \dot{\phi}_1 \phi_1 - k_5 \dot{\phi}_1 \phi_2 - k_{19} \dot{\phi}_2}; \\ \gamma_{24} = \frac{\dot{x}_1 \phi_2 - \dot{y}_1 + k_5 \dot{\phi}_1 + k_{20} \dot{\phi}_2}{\dot{x}_1 + \dot{y}_1 \phi_2 + k_5 \dot{\phi}_1 \phi_1 - k_5 \dot{\phi}_1 \phi_2 + k_{19} \dot{\phi}_2}; \\ \phi_1 = \varphi(t), \end{array} \right. \quad (7.1)$$

де x_1 , y_1 та y_2 – лінійні координати центрів мас секцій трактора;

φ_1 та φ_2 – курсові кути напіврам;
 γ_{ij} – кути бічного уводу коліс;
 k – коефіцієнти, що визначаються параметрами ґрунту та трактором.

Завдання теоретичних досліджень стійкості руху і керованості ХТЗ-150К вирішувалися з використанням математичної моделі (7.1) за методом чисельного інтегрування при впливі на систему випадкових і гармонійних збурень.

На рис. 7.2 показано характер зміни параметрів траєкторії руху передньої і задньої секцій трактора ХТЗ-150К при впливі одного з типових збурень

$$\varphi_1 = 0,07 \sin\left(\frac{\pi}{3}t\right). \quad (7.2)$$

Між коливальними процесами змін траєкторій руху шарнірно зчленованих секцій існує відносний зсув по фазі, і вони відрізняються один від одного величиною амплітуд. З позицій стійкості і керованості, щоб траєкторії руху секцій збігалися. Це дасть можливість підвищити якість агротехнічних операцій, знизити кількість пошкоджень культурних рослин, зменшити площу втоптують поверхні, знизити втрати потужності на утворення колії і поліпшити умови праці механізаторів, так як зникне необхідність контролювати траєкторію руху задньої секції.

Зменшення розбіжності траєкторій передньої і задньої секцій, а в граничному випадку – збіг не відбудеться в тому випадку, якщо швидкість трактора буде обрана відповідно до його динамічними властивостями і конструктивними параметрами.

Розбіжність між траєкторіями руху центрів мас передньої і задньої секцій зменшиться, якщо трактор пройде відстань між ними за час, відповідне зрушення коливальних процесів. В цьому випадку трактор повинен рухатися зі швидкістю

$$v_T = \frac{l_{12} w_1}{\alpha_{12}}, \quad (7.3)$$

де l_{12} – відстань між центрами мас секцій;

w_1 – частота керованого впливу на передню секцію;

α_{12} – здвиг коливальних процесів по фазі.

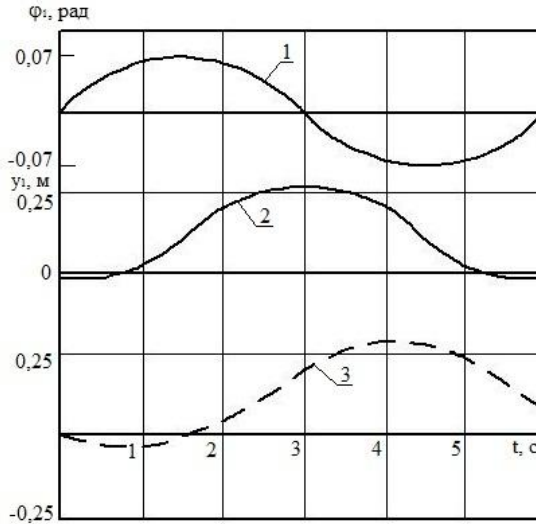


Рисунок 7.2 – Параметри траєкторії руху трактора ХТЗ-150К при впливі гармонійного збурення:

1 – гармонійний вплив $\varphi_1 = 0,07 \sin\left(\frac{\pi}{3}t\right)$; 2 – передня секція;

3 – задня секція

Знаючи межі зміни частоти керуючих і збурюючих впливів, можна визначити спектр раціональних швидкостей руху шарнірно зчленованого трактора, коли траєкторії центрів мас його секцій розташовуються близько один до одного, але не завжди збігаються з-за відмінності амплітуд. Для трактора ХТЗ-150К при частота $w_1 = 0,05 \dots 0,80 \text{ c}^{-1}$ цей діапазон швидкостей становить $v_T = 2,07 \dots 6,47 \text{ м/с}$.

Повний збіг траєкторій відбувається тільки на одній частоті $w_{10|A_1=A_2|}$, відповідної рівності амплітуд бічних коливань центрів мас секцій, при русі трактора зі швидкістю

$$v_0 = \frac{l_{12} w_{10|A_1=A_2|}}{\alpha_{10|A_1=A_2|}},$$

де $\alpha_{10|A_1=A_2|}$ – зсув коливальних процесів по фазі на частоті $w_{10|A_1=A_2|}$.

Ця швидкість є оптимальною з точки зору досліджуваних властивостей. Тому шляхом узгодженого вибору конструктивних і динамічних параметрів трактора необхідно прагнути, щоб вона входила в діапазон раціональних швидкостей і відповідала основній частоті керуючих впливів. Така вимога для трактора ХТЗ-150К не виконується. Розрахунком встановлено, що за критерієм збігу траєкторій руху центрів мас секцій його оптимальна швидкість $v_{\text{опт}} = 9,25$ м/с. Чисельні значення величин для її визначення взяті з частотних характеристик процесу бічних коливань шарнірно зчленованих секцій (рис. 7.3):

$$w_{10|A_1=A_2|} = 1,05 \text{ с}^{-1};$$

$$\alpha_{10|A_1=A_2|} = 0,294 \text{ рад.}$$

Отже, оптимальна швидкість трактора ХТЗ-150К виходить за межі як раціонального діапазону швидкостей ($v_{\text{рац}} = 2,07 \dots 6,47$ м/с), так і його розрахункових (існуючих зараз) швидкостей ($v_T = 0,94 \dots 8,37$ м/с) і не відповідають основній частоті керуючих впливів ($w_0 = 0,3 \text{ с}^{-1}$).

Аналіз результатів моделювання руху сільськогосподарських тракторів в умовах реальної експлуатації вказує на необхідність врахування деформації ґрунту при дослідженні стійкості їх руху і керованості. Наприклад, якщо не враховувати податливість ґрунту похибка у визначенні кутів бічного відведення коліс трактора ХТЗ-150К на поле нормальної вологості, підготовленому під посів, досягає 36%.

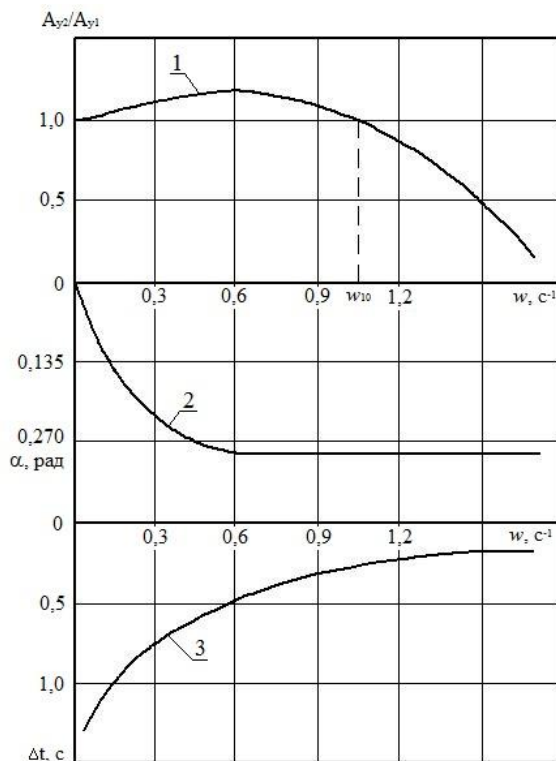


Рисунок 7.3 – Частотні характеристики процесу бічних коливань секцій трактора ХТЗ-150К:

1 – амплітудна; 2 – фазова; 3 – часова

Як відомо за величиною бічного відведення можна судити про ступінь узгодження досліджуваних динамічних властивостей [53]. На рис. 7.4 видно, що при $\omega_{10} = 1,05 \text{ c}^{-1}$ кути бічного відведення передніх і задніх коліс трактора ХТЗ-150К рівні між собою. Зазначена частота є граничною: при нижчих частотах ($\gamma_1 < \gamma_2$) рух трактора має надлишкову стійкість, а при вищих ($\gamma_1 > \gamma_2$) – надлишкової повороткості.

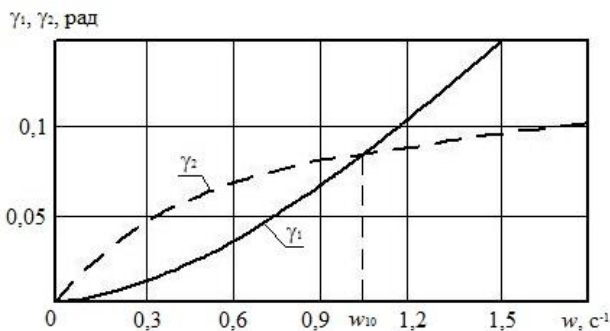


Рисунок 7.4 – Залежність кутів бічного уводу коліс від частоти коливань передньої секції трактора ХТЗ-150К:

γ_1 – передній міст; γ_2 – задній міст

У реальних умовах функціонування сільськогосподарських тракторів основний діапазон частот керуючих впливів, що впливають на їх траєкторію руху, знаходиться в області низьких частот $w_{10} < 1,05 \text{ c}^{-1}$. Отже, основні напрямки при поліпшенні досліджуваних динамічних властивостей трактора ХТЗ-150К складаються в деякому зниженні його стійкості та підвищенні керованості. Встановлено, що цьому сприяє розміщення точки прикладання тягового навантаження поблизу заднього моста.

7.2 Розвиток математичної моделі криволінійного руху

В останні роки пріоритетним напрямком діяльності автомобільних підприємств є найбільш повне і максимально швидке задоволення індивідуальних побажань замовника в області модернізування конструктивних особливостей самохідних машин, зокрема, автомобілів. Такий напрям в роботі проєктувальників та розробників вимагає наявності гнучких і простих математичних інструментів для перевірки на оптимальне (раціональне) співвідношення показників експлуатаційних властивостей майбутніх транспортних засобів ще на стадії проєктування. В роботі розглядаються способи визначення деяких параметрів криволінійного руху, його траєкторії, за допомогою яких можна в першому наближенні оціни-

ти і маневреність, і повороткість, і керованість двовісного автомобіля на стадії проектування [54].

Криволінійний рух самохідної машини, траєкторія руху тісно пов'язані з такими експлуатаційними властивостями як керованість, маневреність, повороткість, стійкість. Дослідженню цих властивостей присвячені роботи А.С. Литвинова, Д.А. Антонова, М.А. Подригало, В.П. Волкова, В.М. Полякова, Д.М. Клеца, В.А. Горелова, А.Г. Болдирєва і т.д. Вчені, в залежності від цілей своїх досліджень, пропонують різні математичні моделі представлення транспортних засобів, різні показники і критерії оцінки властивостей [55 – 64].

Особливістю розглянутої моделі є те, що враховується взаємодія кожного колеса з опорною поверхнею, що дозволяє значно підвищити точність визначених параметрів, а значить більш точно виконати попередню оцінку спроектованої самохідної машини.

В роботі розглянуто криволінійний рух двовісної самохідної машини, яка рухається по абсолютно жорсткій горизонтальній поверхні, рама і кузов вважаються абсолютно жорсткими, колеса без дисбалансу. Плоска схема якої представлена на рис. 7.5.

Для дослідження руху двовісної самохідної машини були доопрацьовані рівняння, які прийняли такий вид:

$$\frac{dV_A}{dt} = \left(\frac{M_{qb} \cdot i_{TP} \cdot \eta_{TP}}{r_k} - fG_A - \frac{1}{r_k} \sum M_i - KFV_A^2 \right) \cdot \frac{1}{m_A \cdot \delta_{вп}}; \quad (7.4)$$

$$\dot{\omega}_A = \frac{d\omega_A}{dt} = \frac{1}{I_{zc}} (M_{пов} - M_f - \sum M_i), \quad (7.5)$$

де V_A – лінійна швидкість;

ω_A – кутова швидкість щодо вісі, перпендикулярної площині дороги;

r_k – радіус кочення колеса;

f – коефіцієнт опору кочення колеса;

$M_{\text{пов}}$ – момент, що повертає;

M_f – момент опору від сили тертя кочення;

I_{zc} – момент інерції щодо вертикальної вісі, що проходить через центр відносного повороту;

$\sum M_i$ – сумарний момент опору криволінійному руху.

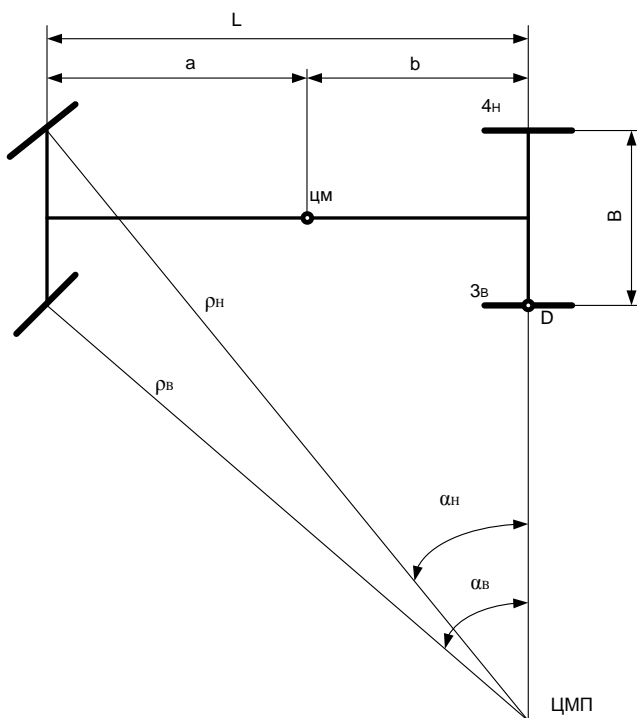


Рисунок 7.5 – Плоска схема двовісної самохідної машини

Моменти, що утворюються у контактному відбитку від розвалу і сходження, не враховуються зважаючи на їх малу величину. Гіроскопічними моментами нехтуємо, у зв'язку з їх малою величиною.

Основним складовим диференціальних рівнянь математичної моделі є сумарний момент опору криволінійному руху, який складається з швидкісного моменту опору і моменту опору, що утворюється при русі самохідної машини по траєкторії радіусом ρ . Сумарний момент опору криволінійному руху двовісної самохідної машини визначається виразом:

$$\sum M_i = \sum_{i=1}^4 M_{\rho i} + \sum_{i=1}^4 M_{vi}, \quad (7.6)$$

де M_{vi} – момент опору криволінійному руху колеса від дії зовнішньої бокової сили або сили інерції (швидкісний момент);

$M_{\rho i}$ – момент опору, який утворюється при русі самохідної машини по траєкторії радіусом ρ_i .

Моменти опору криволінійному руху від кривизни траєкторії з радіусами ρ_i визначаються:

$$M_{\rho i} = c_{\omega i} \cdot \theta_{\rho i}, \quad (7.7)$$

де $c_{\omega i}$ – кутові жорсткості шин відповідних коліс;

$\theta_{\rho i}$ – кут відведення шини колеса, що рухається по траєкторії радіусом ρ_i .

Швидкісний момент опору криволінійному руху визначається:

$$M_{vi} = c_{\omega i} \cdot \theta_{ki}, \quad (7.8)$$

де θ_{ki} – кут відведення шини колеса, що рухається по радіусу R_k (радіус траєкторії середньої лінії шини).

Значення швидкісного моменту опору криволінійному руху необхідно контролювати, воно не повинно перевищувати значення моменту опору повороту по зчепленню M_φ [61]. Якщо буде виконуватися умова $M_{vi} \geq M_{\phi i}$, тоді для цього положення і при цьому навантаженні у рівняння (7.6) замість швидкісного моменту опору криволінійному руху необхідно підставляти момент опору повороту по зчепленню:

$$M_{\phi i} = \frac{R_{zi} \cdot \phi}{4} \cdot \sqrt{a_i^2 + b_i^2}, \quad (7.9)$$

де a_i – розмір подовжньої осі контактного відбитку колеса з опорою поверхнею;

b_i – розмір поперечної осі контактного відбитку колеса з опорою поверхнею

Доведено, що кут закрутки шини (кут відносного повороту контакт-ного відбитка) це є не що інше як кут відведення, який визначається ви-разами (6.10) або (6.11) залежно від радіусів кривизни траєкторії різного фізичного походження [60]:

$$\theta_{\rho i} = \frac{a_i + 2 \cdot x}{4 \rho_i}; \quad (7.10)$$

$$\theta_{Rk} = \frac{a_i + 2 \cdot x}{4 \cdot R_k}, \quad (7.11)$$

де R_k – радіус траєкторії середньої лінії шини від дії зовнішньої біч-ної сили;

x – зміщення осі повороту відбитка щодо його центру;

a_i – розмір подовжньої вісь контактного відбитка шини.

Радіус кривизни траєкторії середньої лінії шини від дії зовнішньої бічної сили прикладеної до центру колеса визначається залежністю, яка складена за допомогою рівняння неголономних зв'язків М.В. Келдиша:

$$R_{\kappa i} = \frac{\left(\frac{a_i}{4\theta_B}\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{\cos 2\theta_B} - 1\right)}{\frac{F_{yi}}{c_{шпи}} \cdot \frac{R_{z0}}{R_{zi}}}, \quad (7.12)$$

де R_{z0} – навантаження на шину в статиці;

R_{zi} – навантаження на шину в динаміці;

F_{yi} – зовнішня бічна сила;

θ_B – граничний кут, при якому ще існує лінійна залежність між моментом опору повороту колеса на місці від кута повороту при визна-ченні кутовий жорсткості шини, $\theta_B = 0,08722 \dots 0,12211$ рад.

Загальна бічна сила, прикладена в центрі мас, розподіляється по внутрішньому і зовнішньому бортах пропорційно бічній жорсткості найбільш навантажених коліс. У свою чергу, зовнішня бічна сила, яка припадає на борт, розподіляється по колесах пропорційно їх відстані від центру мас. З вище сказаного, була записана залежність визначення зовнішньої бічної сили, що припадає на одне колесо. Для зовнішнього переднього колеса залежність має вигляд

$$F_{yH} = \frac{m_A \cdot V_A^2 \cdot l_i \cdot c_{\text{выH}} \cdot \sin(\dot{\alpha}_{1B} \cdot \tau_i)}{L^2 \cdot (c_{\text{выH}} + c_{\text{выB}})}, \quad (7.13)$$

де V_i – швидкість самохідної машини;

$\dot{\alpha}_{1B}$ – кутова швидкість повороту внутрішнього керованого колеса.

З криволінійним рухом самохідної машини пов'язана його поворотність. Поворотність – властивість, що характеризує здатність машини змінювати курсової кут відповідно до керуючого впливу [59]. Характеристика поворотності самохідної машини може бути представлена у вигляді залежності радіусу повороту від кута повороту керованих коліс α : $\rho = f(\alpha)$. Тому, визначення радіуса траєкторії руху є важливим, так як дозволить дати оцінку поворотності, а значить, в якійсь мірі, і керованості розглянутої самохідної машини. За радіус ρ кривизни траєкторії приймається відстань по перпендикуляру від миттєвого центра повороту (ЦМП) до точки перетину поздовжньої осі самохідної машини з задній віссю. Розрізняють два радіуса траєкторії, по якій рухається самохідна машина. Це радіус траєкторії при русі самохідної машини на жорстких колесах ρ_{ji} і дійсний радіус при русі на еластичних шинах ρ_{zi} . У першому випадку не враховується відведення колеса і значення радіусу визначається кінематикою (кінематичний радіус):

$$\rho_{ji} = \frac{L}{\text{tg}(\dot{\alpha}_{1B} \cdot \tau_i)} + \frac{B}{2}, \quad (7.14)$$

Саме радіус на жорстких колесах традиційно використовують проєктувальники при розробці конструкції самохідної машини.

Дійсний (фактичний) радіус кривизни траєкторії, по якій самохідна машина рухається на еластичних шинах, тобто з урахуванням кутів відведення, можна визначити за формулою:

$$\rho_{\text{дi}} = \frac{L}{\text{tg}(\alpha_{2H} - \theta_i)} - \frac{B}{2}. \quad (7.15)$$

Для визначення дійсного радіуса кривизни траєкторії використовуюється метод ітерацій [63]. У першому наближенні ведеться розрахунок кінематичного радіуса, без урахування відведення і при постійній швидкості. У другому наближенні ведеться розрахунок дійсного радіуса $\rho_{\text{дi}}$ (повернення в початок завдання, повторення її рішення, але вже з урахуванням відведення, але при постійній швидкості). Як тільки самохідна машина починає рухатися по траєкторії з радіусом $\rho_{\text{дi}}$, зовнішні сили і моменти, при взаємодії колеса з опорною поверхнею, змінюються. Тому, отримавши $\rho_{\text{дi}}$, виконується третя наближення (визначаються по-новому все зовнішні сили, моменти, кути відведення, жорсткості і т.д.) з урахуванням зміни радіуса кривизни траєкторії $\rho_{\text{дi}}$ для кожного колеса, розрахованим на попередньому етапі.

Якщо в другому наближенні радіус кривизни траєкторії визначається при постійній швидкості, то в третьому наближенні враховується зміна швидкості (методом чисельного інтегрування) від зростаючих сил і моментів опору криволінійному руху при вході в поворот.

Залежності (7.16) і (7.17), дозволяють визначити кутову швидкість і кутове прискорення поздовжньої вісі самохідної машини з урахуванням руху на еластичних колесах [62]:

$$\omega_{Ai} = \frac{V_{Ai}}{\rho_i}; \quad (7.16)$$

$$\varepsilon_{Ai} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta t} \left(\frac{V_{Ai+1}}{\rho_{i+1}} - \frac{V_{Ai}}{\rho_i} \right), \quad (7.17)$$

На основі вищезазначеного сформовано загальну концепцію подальшого розвитку математичної моделі криволінійного руху двовісної самохідної машини.

Графіки зміни у часі сумарного моменту опору криволінійному руху надано на рис. 7.6.

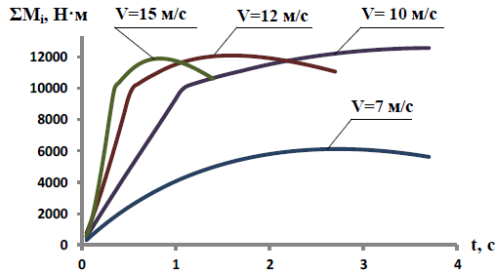


Рисунок 7.6 – Зміна в часі моменту опору криволінійному руху при різних швидкостях руху

Зміна в часі радіусів кривизни траєкторії, на жорстких і еластичних колесах, при русі зі швидкістю 40 км/год представлені на рис. 7.7.

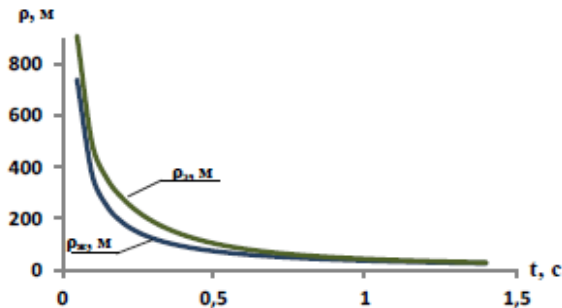


Рисунок 7.7 – Зміна в часі радіусів кривизни траєкторії, на жорстких і еластичних колесах, при русі

Значення радіусів відрізняються, особливо на початку входження в поворот, до 15%. Тому, не зовсім коректно закладати в конструкцію самохідної машини кінематичний радіус траєкторії руху.

Так як на радіус траєкторії руху впливають практично всі конструктивні параметри та жорсткісні характеристики шин, то запропоновано оцінювати поворотність порівняльним узагальненим показником – відношенням радіуса без урахування відведення до дійсного радіуса кривизни траєкторії,

$\frac{\rho_{ji}}{\rho_{\varepsilon i}}$ [63]. Якщо співвідношення $\frac{\rho_{ji}}{\rho_{\varepsilon i}} = 1$ – самохідна машина

має нейтральну поворотність, якщо $\frac{\rho_{ji}}{\rho_{\varepsilon i}} < 1$ – має недостатню поворот-

ність, якщо $\frac{\rho_{ji}}{\rho_{\varepsilon i}} > 1$ – має надлишкову поворотність.

На рис. 7.8 представлені зміни ставлення радіуса кривизни траєкторії руху на жорстких колесах до радіусу кривизни траєкторії руху на еластичних колесах і показані зони надлишкової та недостатньої поворотності.

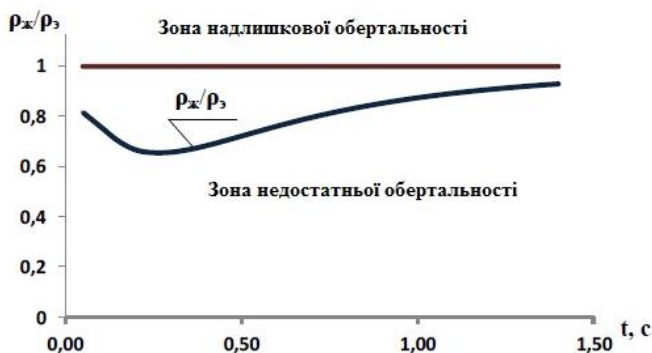


Рисунок 7.8 – Відношення радіусу кривизни траєкторії руху на жорстких колесах до радіусу кривизни траєкторії руху на еластичних колесах

Уміння, ще на стадії проекту, визначати положення самохідної машини в будь-який момент часу входу в поворот і будувати траєкторію

його руху з урахуванням взаємодії еластичного колеса з опорною поверхнею дозволить проводити імітацію найбільш типових режимів руху: обгін або об'їзд перешкоди, зміна смуги руху, розворот і ін., та надає можливість в першому наближенні оцінювати маневреність самохідної машини. Побудована траєкторія руху розглянутої самохідної машини, рис. 7.9, при вході в поворот зі швидкістю $V = 40$ км/год [63]. Поворот рульового колеса з кутовою швидкістю $7 \dots 9$ рад/с без зміни положення рук на ньому може продовжуватися $0,2 \dots 0,3$ с [61]. Це буде максимальна кутова швидкість рульового колеса – $\omega_{pk} = \max$. Кутова швидкість повороту лівого керованого при обертанні рульового колеса з кутовий швид-

кістю $\omega_{pk} = 7$ рад/с буде дорівнювати: $\dot{\alpha}_{lb} = \frac{\omega_{pk}}{i_{rp}} = \frac{7}{23,6} = 0,296$ рад/с.

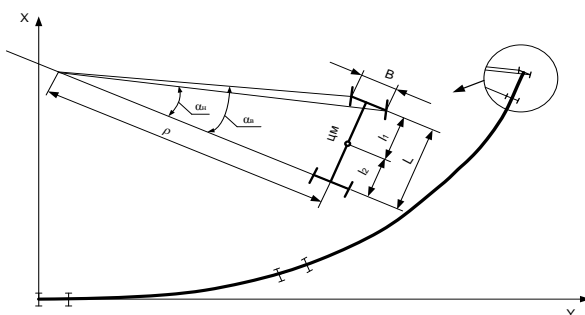


Рисунок 7.9 – Траєкторія руху при вході в поворот

Здатність будувати траєкторію криволінійного руху дозволяє визначати графічно такі геометричні показники маневреності: ширину смуги руху, яку займає самохідна машина при повороті, радіуси повороту за габаритами, максимальний вихід окремих частин самохідної машини за межі траєкторії руху зовнішнього переднього і внутрішнього заднього коліс; що надає можливість в першому наближенні оцінювати маневреність самохідної машини ще на стадії проектування.

Таким чином, розвинена та обґрунтована математична модель з диференційованим урахуванням взаємодії коліс з опорною поверхнею, яка

дає можливість підвищити точність визначення параметрів траєкторії криволінійного руху двовісної самохідної машини і побудувати траєкторію входу в поворот з урахуванням кочення на еластичних шинах. Окрім того, дозволяє розробнику (проектувальнику) ще на стадії проекту відкоригувати конструктивні параметри самохідної машини та уточнити вимоги щодо характеристик жорсткості характеристикам шин з метою отримання оптимальних (раціональних) співвідношень експлуатаційних властивостей у майбутньої самохідної машини.

7.3 Комплексна оцінка динамічної стійкості та плавності руху колісних тракторів

При проектуванні підвіски енергонасичених тракторів необхідно враховувати особливості їх експлуатації та, в першу чергу, використання з різноманітними сільськогосподарськими знаряддями, що є причиною значного перерозподілу навантажень по мостам та зміни розподілу підресорених мас. Пружні елементи, що застосовуються в тракторобудуванні, підвісок (ресори та пружини) не знижують низькочастотні коливання трактора. В зв'язку з цим спостерігаються тенденції вносити зміни в конструкцію підвіски остова перспективних моделей тракторів регульовані пружні елементи. Використання підвісок зі змінною жорсткістю, що мають нелінійну характеристику пружних елементів, дозволяють зменшити статичний прогин, підвищити показники плавності ходу та динамічної стійкості [3, 47, 65 – 70].

Вибір параметрів пружної характеристики підвіски для трактора типу ХТЗ необхідно проводити з урахуванням його короткої бази, жорсткості шин, положення центра тяжіння агрегату та місця центру прикладання тягового зусилля. При складанні математичної моделі агрегату трактора ХТЗ – напівпричепа 1ПТС-9 базувалось з точки зору відповідності до повноти визначення реакції машинно-тракторного агрегату (МТА) на збуджувальні силові фактори та допустимості аналізу розробленої схеми (рис. 7.10).

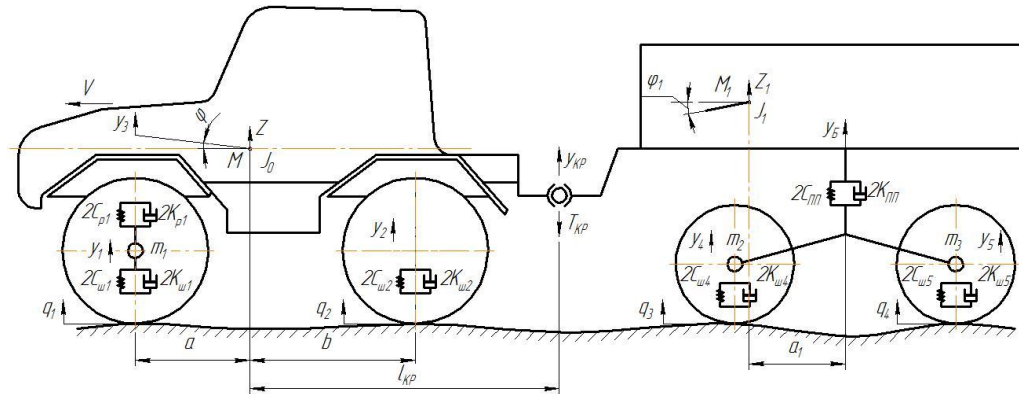


Рисунок 7.1 – Розрахункова схема коливальної системи МТА:

M, M_1 – підресорені маси трактора та напівпричепа; y_2, y_3, y_{kp}, y_b – вертикальні переміщення підресорених мас, що діють відповідно на шини заднього мостів, підвіску переднього моста трактора, причіпний пристрій трактора та підвіску напівпричепа; m_1, m_2, m_3 – невіднесена маса переднього моста трактора та мостів напівпричепа; $2C_p$ та $2K_p, 2C_{ш1}$ та $2K_{ш1}, 2C_{ш2}$ та $2K_{ш2}, 2C_{ш3}$ та $2K_{ш3}, 2C_{ш4}$ та $2K_{ш4}$ – відповідно жорсткості шин та коефіцієнти опору підвіски передніх та задніх коліс трактора, підвіски та шин напівпричепа; a, b та a_1 – відповідно координати центру тяжіння трактора та напівпричепа; J, J_1 – моменти інерції трактора та напівпричепа; T_{kp} – сила, що діє на зчіпний пристрій

Досвід експериментальних досліджень дозволяє стверджувати, що пружні та дисипативні характеристики елементів підвіски та шин трактора є близькими до лінійних при малих коливаннях відносно положення статичної рівноваги. Беручи до уваги істотне ускладнення розрахунків при аналізі процесу коливань МТА з урахуванням не лінійності пружних та демпфуючих елементів системи, тоді допустимо розглядати їх характеристики в лінійній постановці вирішення задачі. Таке спрощення не призведе до значної похибки та задовольнить вимогам, що ставляться інженерним розрахункам.

Розрахункову схему (рис. 7.10) з урахуванням відомих припущень та обраних узагальнюючих координат досліджували, як систему з постійними параметрами. Диференційні рівняння, що описують коливання МТА в повздовжній вертикальній площині за прийнятими узагальнюючими координатами, складено за допомогою рівняння Лагранжа II роду.

Для дослідження шарнірно зчленованої транспортної системи, в зв'язку з її конструктивними особливостями, великий інтерес представляє вплив вертикальних та кутових коливань ланцюгів МТА на взаємозв'язок коліс з дорогою, а також динамічної стійкості, що пов'язано з явищем відриву колеса від опорної поверхні. Для колісних машин з шарнірно зчленованою рамою відрив колеса не завжди свідчить про початок процесу бічного перевертання чи ковзання. В процесі руху кінематичний вплив мікропрофіля дороги та вертикальних коливань трактора, що безперервно змінюються, визначають умови взаємозв'язку пневматичної шини низького тиску з опорною поверхнею, які залежать, в свою чергу, від динамічних прогинів шини.

Розглядаючи вертикальні переміщення вісі колеса в умовах випадкового впливу мікронерівностей дороги, визначається показник для оцінки динамічної стійкості руху МТА.

$$\left\{ \begin{aligned}
M \ddot{Z} &= 2K_{\text{ш2}}(\dot{q}_2 - \dot{Z} + b \dot{\varphi}) + 2K_p(\dot{Y}_1 - \dot{Z} + a \dot{\varphi}) + \\
&+ 2C_{\text{ш2}}(q_2 - Z + b \varphi) + 2C_p(Y_1 - Z + a \varphi) - T_{kp}; \\
I \ddot{\varphi} &= -2K_{\text{ш2}}(\dot{q}_2 - \dot{Z} + b \dot{\varphi}) + 2K_p(\dot{Y}_1 - \dot{Z} - a \dot{\varphi}) - \\
&- 2C_{\text{ш2}}(q_2 - Z + b \varphi) + 2C_p(Y_1 - Z - a \varphi) + T_{kp} l_{kp}; \\
m_1 \ddot{Y} &= 2K_{\text{ш1}}(\dot{q}_1 - \dot{Y}_1) - 2K_p(\dot{Y}_1 - \dot{Z} - a \dot{\varphi}) + \\
&+ 2C_{\text{ш1}}(q_1 - Y_1) - 2C_p(Y_1 - Z - a \varphi); \\
M_1 \ddot{Z}_1 &= 2K_{\text{шл}} \left(\frac{1}{2}(\dot{Y}_4 + \dot{Y}_5) - \dot{Z}_1 - a_1 \dot{\varphi} \right) + 2C_{\text{шл}} \left(\frac{1}{2}(Y_4 + Y_5) - Z_1 - a_1 \varphi \right) + T_{kp}; \\
I_1 \ddot{\varphi} &= 2K_{\text{шл}} a_1 \left(\frac{1}{2}(\dot{Y}_4 + \dot{Y}_5) - \dot{Z}_1 - a_1 \dot{\varphi} \right) + 2C_{\text{шл}} a \left(\frac{1}{2}(Y_4 + Y_5) - Z_1 - a_1 \varphi \right) + T_{kp} l_1; \\
m_2 \ddot{Y}_4 &= 2K_{\text{ш3}}(\dot{q}_3 - \dot{Y}_4) - 2K_{\text{шл}} \left(\frac{1}{2}(\dot{Y}_4 + \dot{Y}_5) - \dot{Z}_1 - a_1 \dot{\varphi} \right) + \\
&+ 2C_{\text{ш3}}(q_3 - Y_4) - 2C_{\text{шл}} \left(\frac{1}{2}(Y_4 + Y_5) - Z_1 - a_1 \varphi \right); \\
m_3 \ddot{Y}_5 &= 2K_{\text{ш4}}(\dot{q}_4 - \dot{Y}_4) - 2K_{\text{шл}} \left(\frac{1}{2}(\dot{Y}_4 + \dot{Y}_5) - \dot{Z}_1 - a_1 \dot{\varphi} \right) + \\
&+ 2C_{\text{ш4}}(q_4 - Y_4) - 2C_{\text{шл}} \left(\frac{1}{2}(Y_4 + Y_5) - Z_1 - a_1 \varphi \right),
\end{aligned} \right. \quad (7.18)$$

де Z, Z_1 – вертикальні переміщення центрів тяжіння підресорених мас трактора та напівпричепа;

Y_1, Y_4, Y_5 – вертикальні переміщення непідресорених мас переднього моста трактора, передніх та задніх осей напівпричепа;

φ, φ_1 – кутові коливання підресорених мас трактора та напівпричепа;

q_1, q_2, q_3, q_4 – ординати мікропрофілю дороги під передніми та задніми колесами трактора та напівпричепа.

Приймаючи умови, що порушення показників динамічної стійкості руху обумовлено втратою кінематичного зв'язку колеса з дорогою. Цей зв'язок зберігається, якщо виконується умова:

$$Z(t) - q(t) \leq r_0 - \Delta r(t), \quad (7.19)$$

де $Z(t)$ – миттєві значення вертикальної координати вісі колеса;

$q(t)$ та $\Delta r(t)$ – відповідні $Z(t)$ величині мікронерівностей в площині вісі колеса та радіального прогину шини;

r_0 – радіус початкової окружності.

Приймаючи положення статичної рівноваги колеса в якості початкового, введемо безрозмірний коефіцієнт $k(t)$, який виражає залежність між статичним та динамічним прогином шини та вимірюється за випадковим законом:

$$k(t) = \Delta r(t) / h; \quad (7.20)$$

$$Z(t) - q(t) = r_{\text{CT}} + h(1 - q(t)),$$

де h – радіальний прогин шини;

r_{CT} – статичний радіус.

З виразу (7.19) та (7.20) відмітимо те, що величина $Z(t) - q(t)$ представляє собою переміщення вісі колеса, що змінюється з часом, відносно положення статичної рівноваги. Це переміщення встановлюється через статичний прогин шини та безрозмірний коефіцієнт, який дозволяє забезпечити безперервність функції, що описує переміщення вісі колеса при відриві шини від поверхні дороги. Як відомо, статичний прогин шини залежить від ряду конструктивних та експлуатаційних параметрів шин та трактора, а вертикальні прискорення вісі колеса визначаються розрахунковим шляхом або експериментально. З аналізу виразу (7.19) встановлено, що найбільш бажаним є режим руху, при якому $Z(t) - q(t) = r_{\text{CT}} = \text{const}$, що відповідає умові $k(t)_{\text{опт}} = 1$. Умова $k(t) = 0$ характеризує момент відриву колеса від дороги, при $k(t) < 0$ контакт колеса з дорогою відсутній, а в випадку $k(t) \geq 0$ радіальне навантаження на вісь колеса перевищує статичну величину (тобто $\Delta r(t) > h$).

На основі вище сказаного, для оцінки умов руху, що впливає на взаємозв'язок колеса з дорогою та параметри динамічної стійкості руху при

вертикальних коливаннях і відриві коліс, представляє інтерес зона $k(t) \leq 1$.

При статичному аналізі процесів вертикальних коливань можливо використання середніх квадратичних відхилень σ_K , що є квадратним коренем дисперсії, значень безрозмірного коефіцієнта та величину K , які представляють собою чисельні характеристики комплексної дії різноманітних конструктивних характеристик трактору та підвіски, експлуатаційних показників, що визначають динаміку руху машинно-тракторного агрегату. На основі з довірчої ймовірності оцінки випадкових процесів, слід приймати допустимі значення коефіцієнту $[K]$.

Для визначення σ_K при реалізації програми інтегрування диференціальних рівнянь передбачена статична оцінка вертикальних переміщень вісі колеса та визначення середньоквадратичних відхилень цих переміщень σ_Y :

$$\sigma_K = \frac{\sigma_Y}{h}; \quad (7.21)$$

$$K = k(t)_{\text{опт}} - \sigma_K. \quad (7.22)$$

Оскільки основним оціночним показником плавності руху є характеристики вертикальних прискорень машинно-тракторного агрегату, то для визначення значень K необхідно користуватись статичними характеристиками значень процесів вертикальних коливань не підресорених мас $\sigma_{\ddot{y}}$:

$$\sigma_K = \frac{\sigma_{\ddot{y}}}{9,81}. \quad (7.23)$$

З урахуванням вищесказаного при обчисленні диференціальних рівнянь математичної моделі визначали наступні параметри, що характеризують коливання машинно-тракторного агрегату:

– вертикальні прискорення не підресорених мас переднього \ddot{Y}_1 та заднього \ddot{Y}_2 мостів;

– підресореного остову на рамі в зоні переднього мосту \ddot{Y}_3 та в центрі тягіння трактора \ddot{Z} .

При моделюванні математичної моделі (7.18) з критеріями плавності ходу та динамічної стійкості ($2C_{\text{ш}} = 800$ кН/м, $2C_{\text{п}} = 500$ кН/м, $\psi = 0,5$, $M_{\text{п}} = 3900$ кг, $M_3 = 4500$ кг, $\sigma_{\text{д}}^2 = 5 \cdot 10^{-4}$ м², $V \in [0; 11,8]$ м/с):

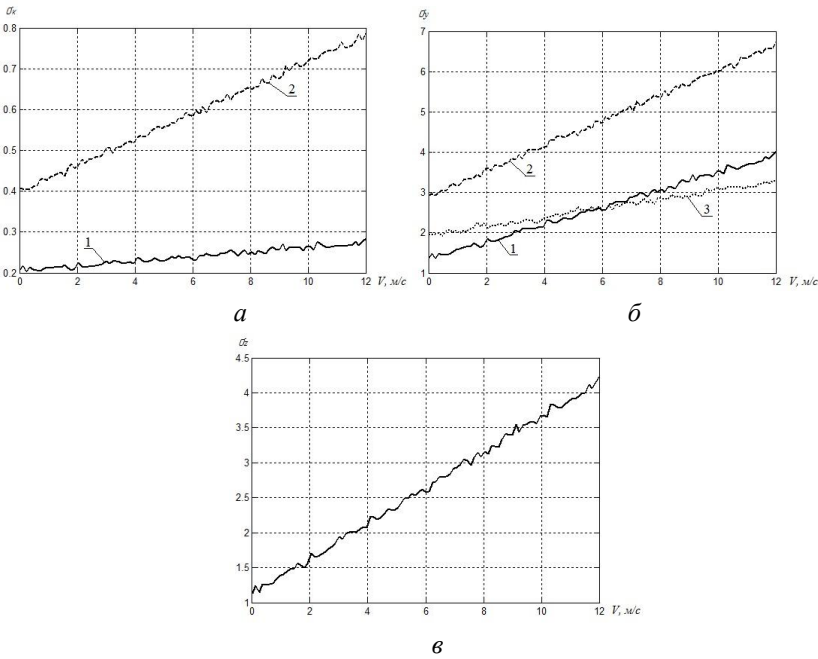


Рисунок 7.11 – Графіки середньоквадратичних відхилень:

а – переміщення переднього та заднього мостів; б – прискорення переднього, заднього мостів та рами в зоні переднього моста; в – прискорення центру тягіння трактора; 1 – передній міст; 2 – задній міст; 3 – зона переднього моста напівпричепа

Аналізуючи результати з рис. 7.11, можна зробити висновок про те, що критерії, які розглядаються, по різному впливають на показники динаміки руху машинно-тракторного агрегату (рис. 7.12). При обчисленні величини K треба зауважити, що вона інтенсивно знижується при збільшенні дисперсії мікропрофілю поверхні, швидкості руху, значень характеристик пружних елементів підвіски та шин.

На основі рівняння (7.22) та з урахуванням умови, що при $k(t)_{\text{опт}} = 1$, можна зробити висновок про те, що при $\sigma_k \rightarrow 0$ спостерігатиметься найбажаніший режим руху, при цьому $K \rightarrow 1$.

В якості незалежних досліджуваних факторів, що суттєво впливають на показники плавності ходу та стійкості руху, прийняті дисперсія мікронерівностей поверхні σ_d^2 , маси M_{Π} підресореної передньої секції та M_3 непідресореної задньої секції трактора, жорсткість C_{Π} пружних елементів та коефіцієнт ψ затухання підвіски, жорсткість $C_{\text{ш}}$ шин, відстані $l_{\text{кр}}$ від центру мас до вісі шарніру тягово-зчіпного пристрою, а також швидкість руху V машинно-тракторного агрегату.

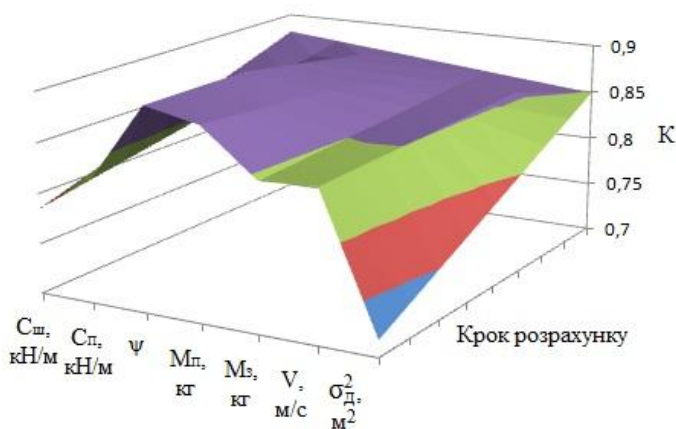


Рисунок 7.12 – Графік варіювання величини K в залежності від параметра зміни

На основі регресійного аналізу системи рівняння (7.18) отримаємо залежності

$$\begin{cases} \sigma_{K1}(C_{\text{ш}}, C_{\text{п}}, \psi, M_{\text{п}}, M_3, V, \sigma_{\text{д}}^2) = \text{const}; \\ \sigma_{K2}(C_{\text{ш}}, M_3, V, \sigma_{\text{д}}^2) = \text{const}; \\ \sigma_{\text{з}}(C_{\text{ш}}, C_{\text{п}}, \psi, M_{\text{п}}, M_3, V, \sigma_{\text{д}}^2) = \text{const}; \\ \sigma_{\text{y1}}(C_{\text{ш}}, l_{\text{кр}}, C_{\text{п}}, \psi, M_{\text{п}}, M_3, V, \sigma_{\text{д}}^2) = \text{const}; \\ \sigma_{\text{y2}}(C_{\text{ш}}, l_{\text{кр}}, C_{\text{п}}, \psi, M_{\text{п}}, M_3, V, \sigma_{\text{д}}^2) = \text{const}; \\ \sigma_{\text{y3}}(C_{\text{ш}}, l_{\text{кр}}, C_{\text{п}}, \psi, M_{\text{п}}, M_3, V, \sigma_{\text{д}}^2) = \text{const}. \end{cases} \quad (7.24)$$

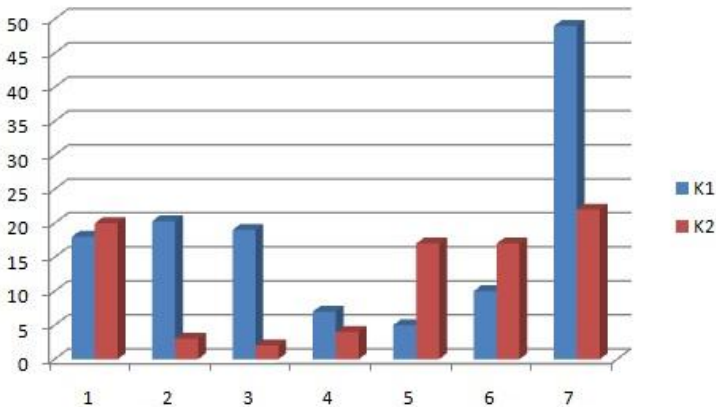


Рисунок 7.13 – Діаграма впливу на значення середньоквадратичного відхилення:

K1 – оціночний критерій для передньої секції (%); K2 – оціночний критерій для задньої секції (%); 1 – жорсткість шин; 2 – жорсткість пружних елементів; 3 – коефіцієнт затухання підвіски; 4 – підресорена маса передньої секції; 5 – підресорена маса задньої секції; 6 – швидкість руху; 7 – величина дисперсії мікронерівностей поверхні

При проведенні оцінки впливу того чи іншого показника, побудовано

на рис. 7.13 діаграму, яка характеризує ступінь і характер впливу на показники динаміки руху машинно-тракторного агрегату.

Необхідно відзначити, що критерій, який характеризує відстань $l_{кр}$ від центру мас до вісі шарніру тягово-зчіпного пристрою, не впливає на секції машинно-тракторного агрегату (його величина не перевищує 1 %).

На основі рівнянь (7.24) та аналізу з рис. 7.13 виникає потреба в проведенні оптимізації конструктивних параметрів машинно-тракторного агрегату, яка дозволить вирахувати раціональні показники.

В даній роботі застосовано такий метод оптимізації, як метод градієнтного спуску, який базується на основі пошуку локального екстремуму функції за допомогою руху уздовж градієнта. Процес оптимізації проводиться за визначенням узагальненого критерію, який формувався на основі вагових коефіцієнтів, критеріїв оцінки та штрафних функцій

В ході оптимізації критерії змінювались наступним чином:

- дисперсія мікронерівностей поверхні $\sigma_d^2 \cdot 10^{-4} \in [3,5; 6,5] \text{ м}^2$;
- підресорена маса передньої секції $M_{II} \in [3600; 4200] \text{ кг}$;
- підресорена маса задньої секції $M_3 \in [3750; 5250] \text{ кг}$;
- жорсткість пружних елементів $2C_{II} \in [400; 600] \text{ кН/м}$;
- коефіцієнт затухання підвіски $\psi \in [0,35; 0,65]$;
- жорсткість шин $2C_{III} \in [700; 900] \text{ кН/м}$;
- швидкість руху машинно-тракторного агрегату $V \in [2; 11,8] \text{ м/с}$.

З аналізу результатів можна зробити висновок, що найбільш небезпечним є режим вертикальних коливань задньої секції трактора, прискорення яких залежать від відповідного вибору мас та жорсткостей шин.

Результати розрахунків свідчать про те, що допустимим рівнем вертикальних прискорень задньої секції трактора типа ХТЗ при його русі в складі машинно-тракторного агрегату зі швидкістю до 12 м/с може забезпечуватись при відповідному виборі навантаження на вісь заднього моста, і жорсткості шин для заданого мікропрофіля поверхні.

За результатами теоретичного дослідження з урахуванням конструктивних особливостей трактора типа ХТЗ було сформовано раціональні

параметри підвіски: жорсткість $2C_{\Pi} = 400$ кН/м та коефіцієнт затухання $\psi = 0,6$, при яких забезпечується значення $K = 0,95$, що характеризує транспортний режим роботи руху машинно-тракторного агрегату для різноманітного поєднання факторів.

Таким чином, При раціональному поєднанні параметрів, що характеризують особливості конструкції машинно-тракторного потягу на базі трактора типу ХТЗ з шарнірно-зчленованою рамою, представляється можливим забезпечити достатньо високі показники плавності руху та динамічної стійкості трактора при його русі по дорогам з твердим покриттям.

Граничні швидкості з точки зору безпеки руху по ґрунтовим дорогам залежать від статичних характеристик мікропрофіля поверхні та обмежуються параметрами задньої секції трактора, що визначають прискорення вертикальних коливань. Чисельне значення безрозмірного коефіцієнту K динаміки вертикальних коливань можна використовувати в якості комплексного показника оптимальності поєднання різноманітних конструктивних параметрів та експлуатаційних факторів.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Кальченко Б.І. Методологічні засади створення сімейства тракторів загального призначення / Б.І. Кальченко, А.П. Кожушко // Автомобильный транспорт. – 2018. – № 42. – С. 53 – 60.
- 2 Рославцев А.В. Теория движения тягово-транспортных средств. Учебное пособие. – М.: УМЦ «ТРИАДА», 2003. – 172 с.
- 3 Барский И.Б. Динамика трактора / И.Б. Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
- 4 Кальченко Б.И. Обоснование и разработка конструкции колесных тракторов общего назначения и реализация их в серийном производстве: автореф. на получение науч. степени док. техн. наук: спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / Б.И. Кальченко. – Минск, 1991. – 68 с.
- 5 Кожушко А.П. Підвищення техніко-економічних показників колісних тракторів з безступінчастими трансмісіями раціональною зміною параметрів регулювання гідромашин в процесі розгону: автореф. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / А.П. Кожушко. – Харків, 2016. – 24 с.
- 6 Самородов В.Б. Перспективні трансмісії колісних тракторів / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко, А.П. Кожушко, Є.С. Пелипенко, М.О. Мітцель // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2014. – № 10 (1053). – С. 3 – 10.
- 7 Кожушко А.П. Особливості роботи колісних тракторів з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями / Сільськогосподарські машини. – 2015. – №31. – С. 70 – 82
- 8 Кожушко А.П. Результати моделювання роботи колісного трактора з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями, що працюють по схемі «диференціал на вході» / Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті: Науковий журнал. – 2015. – №1 (3). – С. 93 – 102.
- 9 Michelin Axiobib 2 [Електронний ресурс]. – 2017. – Режим доступу: www.michelinag.com.
- 10 UN/ECE Regulation No.106 [Електронний ресурс]. – 2017. – 34 р. – Режим доступу: <https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2009/wp29grrf/ECE->

[TRANS-WP29-GRRF-65-inf18e.pdf](#).

11 Michelin Agriculture and Compact Line Data Book [Электронный ресурс]. – 2013. – Режим доступа: www.michelinag.com.

12 Data book for Firestone brand AG tires [Электронный ресурс]. – 2011. – Режим доступа: www.firestoneag.com.

13 Experience the Good Year advantage [Электронный ресурс]. – 2014. – Режим доступа: www.titan-intl.com.

14 The Power beneath Blue Power [Электронный ресурс]. – 2018. – Режим доступа: www.trelleborg.com/wheelsystems_us.

15 ГОСТ 17697-72 Автомобили. Качение колеса. Термины и определения

16 Agricultural tires. Technical data book 2nd edition. Mitas [Электронный ресурс]. – 2018. – Режим доступа: www.mitasag.com.

17 Bridgestone VT-Tractor tyres [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.bridgestone.co.uk.

18 Автомобильные шины (конструкция, расчет, испытания, эксплуатация) / В.Л. Бидерман, Р.Л. Гуслицер, С.П. Захаров и др. – М.: Госхимиздат, 1963. – 384 с

19 Ксенович И.П. Ходовая система – почва – урожай / И.П. Ксенович, В.А. Скотников, М.И. Ляско. – М.: Агропромиздат, 1985. – 304 с

20 Гуськов В.В. Тракторы: теория / Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е. и др.; под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 377 с.

21 Медведев В. В. Физические свойства и обработка почв в Украине. – Харьков. Изд-во. «Городская типография», 2013. – 224 с

22 Ребров А.Ю. Идентификация тракторных сельскохозяйственных шин / Ребров А.Ю. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 19 – 25.

23 Ребров А.Ю. Анализ применяемости шин на сельскохозяйственных тракторах / Ребров А.Ю., Мигущенко Р.П. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2015. – № 9 (1118). – С. 23 – 27

24 Ребров А.Ю. Идентификация сельскохозяйственных тракторных

шин численным методом / Ребров А.Ю. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2015. – № 6 (1115). – С. 114 – 121.

25 Ребров А.Ю. Использование информационных технологий при идентификации показателей инновационных тракторных сельскохозяйственных шин категорий IF и VF / А.Ю. Ребров, Р.П. Мигущенко // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ», – 2015. – №1. – С. 98–105.

26 Ребров О.Ю. Теоретичне обґрунтування основних параметрів колісних сільськогосподарських тракторів / Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів, ХНТУСГ, – 2017. – №8. – С. 243-254.

27 Кальченко Б.І. Оцінка плавності руху самохідної машини при впливі нерівностей поверхні / Б.І. Кальченко, А.П. Кожушко, А.Р. Кісельов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 30 (1252). – С. 56 – 63.

28 Хачатуров А.А., Афанасьев В.Л., Васильев В.С. и др. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель. Под ред. А.А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 536 с.

29 Светлицкий В.А. Случайные колебания механических систем. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1991. – 320 с.

30 Сергиенко, А. Н. Методика описания неровностей профиля дороги при моделировании подвески автомобиля с рекуператором энергии колебаний / А. Н. Сергиенко, Н. Г. Медведев, Б. Г. Любарский и др. // Вестник НТУ «ХПІ». – 2013. – №37. – С. 185–192.

31 Белецкий, А. В. Моделирование профиля дорожного основания в задаче анализа динамики трансмиссии колесной машины [Электронный ресурс]. – [2010]. – Режим доступа: <http://sdm.str-t.ru/insertfiles/5.pdf>.

32 Александрова Т.Е. Имитационное моделирование внешних возмущений, действующих на танковую пушку / Т.Е. Александрова, И.Е. Александрова, С.Н. Беляев // Механіка та машинобудування. – 2011. – № 1. – С. 43-50.

33 Кальченко Б.І. Підхід до визначення навантаженості трансмісії колісного трактора при впливі нерівностей поверхні / Б.І. Кальченко,

І.С. Чернявський, А.П. Кожушко // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – 2017. – № 8. – С. 49 – 54.

34 Мамонтов А.Г. Исследование плавности хода трактора с прицепом при движении по дороге с асфальтным покрытием / А.Г. Мамонтов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2012. – № 19. – С. 90 – 94.

35 Великодный В.М. Исследования плавности движения трактора с прицепом по грунтовой дороге / В.М. Великодный, А.Г. Мамонтов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2011. – № 18. – С. 14 – 23.

36 Мамонтов А.Г. Исследования динамической нагруженности ходовой системы колёсного трактора при выполнении пахотных работ / А.Г. Мамонтов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 13 (1235). – С. 22-25.

37 Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Изд. 3-е, переработ. и. доп. М., «Машиностроение», 1972. – 392 с.

38 Белов В.К. О влиянии натяжения гусеничной цепи транспортёра-тягача на её удлинение / В.К. Белов, Н.Н. Палащенко, В.Н. Омельченко // Вестник Харьк. Политех. ин-та № 178: Конструирование и исследование тракторов. – 1981. – № 4. – С.61 – 62.

39 Кальченко Б.И. Сравнительная оценка различных конструкций подвесок тракторных сидений / Б.И. Кальченко, Е.Н. Резников, С.В. Донде // Механизация технологических процессов в полеводстве. – 1986. – № 37. – С. 40 – 44.

40 А.с. 925695 СССР, МПК В 60 N 2/54. Пневмогидравлическая подвеска сидения транспортного средства / А.Д. Артюшенко, М.Н. Коденко, Б.И. Кальченко, С.В. Донде, В.Я. Анилович (СССР). – 3255001/27 – 11; заявл. 20.02.1981; опубл. 30.11.1982, Бюл. № 44.

41 А.с. 977229 СССР, МПК В 60 N 1/02. Сиденье транспортного средства / И.А. Глузман, Я.И. Заяц, И.М. Илинич, В.М. Солодков, Б.И. Кальченко, В.Ф. Тищенко, Е.Н. Григорьев, Э.М. Розовский, Л.К. Чучалин, П.П. Краток (СССР). – 2975451/27 – 11; заявл. 21.08.1980; опубл. 07.05.1982, Бюл. № 17.

42 Глузман И.А. К методике испытаний сельскохозяйственных

тракторов по оценке уровня низкочастотной вибрации на сиденье / И.А. Глузман, Я.И. Заяц, С.В. Донде, Б.И. Кальченко, П.С. Ким, Н.Г. Владыкин, В.Б. Логинов, П.И. Лобко, И.В. Булузов // Улучшение условий труда. – 1980. – С. 49 – 56.

43 Кальченко Б.И. Выбор жесткостей опор агрегатов трактора Т-150К // Б.И. Кальченко, Н.М. Кириенко, В.И. Работягов, Г.Н. Гряник // Охрана труда в агропромышленном комплексе. – 1988. – № 2. – С. 75 – 81.

44 Анилович В.Я. Перспективы повышения эффективности подрессоривания тракторных сидений / В.Я. Анилович, М.А. Зинченко, Б.И. Кальченко // Техника в сельском хозяйстве. – 1988. – № 5. – С. 54 – 56.

45 Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Изд. 3-е, переработ. и доп. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.

46 Вибрации в технике. Справочник. Т.6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981.

47 Шупляков В.С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. – М.: Транспорт, 1974. – 328 с.

48 Дубинин Е.А. Оценка нагруженности катков с учетом перераспределения вертикальной нагрузки между бортами гусеничного трактора / Е.А. Дубинин, А.С. Полянский, А.Г. Хворост // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва:зб. наук. праць, Вип. 80. – Харків, 2009. – С. 79-86.

49 Кальченко Б.И. Нагруженность трансмиссии трактора типа Т-150 при управляемом дрижении на пахоте / Б.И. Кальченко, Н.Е. Сергиенко // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексу. – 2016. – №5. – С. 95 – 100.

50 Кальченко Б.І. Вплив плавності ходу колісних тракторів на навантаженість трансмісії / Б.І. Кальченко, О.Ю. Ребров, А.П. Кожушко // Автомобильный транспорт. – 2017. – № 41. – С. 30–37.

51 Рославцев А.В. Исследование устойчивости движения и управляемости трактора Т-150К / А.В. Рославцев, Б.И. Кальченко, В.М. Авдеев // Тракторы и сельхозмашины. – 1986. – № 12. – С. 30 – 31.

52 Рославцев А.В. Теоретические основы исследования устойчивости движения и управляемости трактора Т-150К / А.В. Рославцев, В.М. Авдеев. – М.: МИИСП. – 1983. – с. 58 – 64

53 Чудаков Е.А. Устойчивость автомобиля против заноса. – М.: Машгиз. – 1949.

54 Кальченко Б.І. Розвиток математичної моделі криволінійного руху двовісного автомобіля / Б.І. Кальченко, О.В.Головіна, А.П. Кожушко, С.В. Редчиць // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 13 (1235). – С. 45 – 50.

55 Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М: Машиностроение, 1971. – 416 с.

56 Клец Д.М. Определение взаимосвязи между критериями маневренности колесных машин /Д. М. Клец // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2013. – № 31 (1004). – С. 35–43.

57 Маневренность и тормозные свойства колесных машин. / [Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И., Бобошко А.А.] – Харьков.: Издание ХНАДУ, 2002. – 404 с.

58 Кальченко Б.І. Моделювання криволінійного руху дволанкового автопоїзду на прикладі маневру "переставка" / Б.І. Кальченко, В.В. Редчиць, О.В. Головіна // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 5(1227). – С. 14 – 18.

59 Теория движения боевых колесных машин. / [Антонов Д.А., Беспалов С.И., Лазаренко В.П., Маковей В.С., Тимофеев В.Д., Шишкин В.А.] – М.: Издание академии бронетанковых войск, 1993. – 385 с.

60 Редчиц В.В. О явлении относительного поворота контактного отпечатка движущегося колеса / В.В. Редчиц //Автомобильная промышленность. – 1974. – №3. – С. 28 – 30.

61 Редчиц В.В. Динамическая поворачиваемость трехосного автомобиля. / В.В. Редчиц, Е.В. Головина, К.И. Гораш // Нові технології. Науковий вісник КУЕІТУ. – 2008. – №3(21) – С.96 –110.

62 Головина Е.В. Некоторые особенности динамики входа в поворот трехосного автомобиля / Е.В. Головина // Нові технології. Науковий

вісник КУЕІТУ. – 2009. – №3(25). – С.91–93.

63 Редчиць В.В. Проектування рульових керувань колісних машин / В.В. Редчиць, В.Б. Рудасьов, О.В. Головіна, О.М. Коробочка. – Дніпродзержинськ.:ДДТУ, 2014. – 404 с.

64 Болдырев А.Г. Метод оценки энергетических затрат при функционировании всеколесного рулевого управления многоосных колесных машин на стадии проектирования: автореф. дис. на соискание научной степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03. «Колесные и гусеничные машины» / А.Г. Болдырев. - Москва, 2007. – 16 с

65 Попов В.Б. Математическое моделирование мобильного сельскохозяйственного агрегата в режиме транспортного переезда // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П.А. Сухого, 2005. – № 3 (22). – С. 13 – 18.

66 Scarlett A. J. Whole-body vibration: evaluation of emission and exposure levels arising from agricultural tractors [Text] / A. J. Scarlett, J. S. Price, R. M. Stayner //Journal of terramechanics. – 2007. – Vol. 44. – №. 1. – P. 65-73.

67 Patil M. K. A mathematical model of tractor-occupant system with a new seat suspension for minimization of vibration response / M. K. Patil, M. S. Palanichamy // Applied Mathematical Modelling. – 1988. – Vol. 12. – №. 1. – P. 63-71.

68 Servadio P. Analysis of driving seat vibrations in high forward speed tractors [Text] / P. Servadio, A. Marsili, N. P. Belfiore // Biosystems engineering. – 2007. – Vol. 97. – №. 2. – P. 171-180.

69 Кальченко Б.И. Оценка вертикальных колебаний колесных тракторов / Б.И. Кальченко, Н.М. Кириенко, Н.А. Дорошенко, Е.Н. Резников // Тракторы и сельхозмашины. – 1985. – № 10. – С. 17 – 19.

70 Кальченко Б.І. Дослідження динамічної стійкості та плавності руху колісних тракторів / Б.І. Кальченко, А.П. Кожушко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 44 (1266). – С. 110 – 115.

ДЛЯ НОТАТОК

This image shows a single sheet of white paper with horizontal blue ruling lines. The lines are evenly spaced and run across the width of the page. There are no margins, text, or other markings on the paper.

Наукове видання

Укладачі:

КАЛЬЧЕНКО Борис Іванович

РЕБРОВ Олексій Юрійович

КОЖУШКО Андрій Павлович

МАМОНТОВ Анатолій Геннадійович

ПЛАВНІСТЬ РУХУ ЯК СКЛADOVA ДИНАМІКИ ТРАКТОРА

Монографія

В авторській редакції

План 2018 р., поз. 149

Підп. до друку 12.11.2018 р. Формат 60×84 1/16. Папір офсетний.

Друк лазерний. Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. 9,5.

Наклад 100 пр. Зам. № 124. Ціна договірна

Видавець: ФОП Панов А.М.

Свідоцтво серія ДК № 4847 від 06.02.2015 р.

м. Харків, вул. Жон Мироносець, 10, оф. 6,

тел.: +38(057)-714-06-74, +38(050)-976-32-87, e-mail: copy@vlake.com